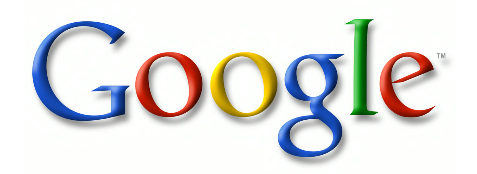
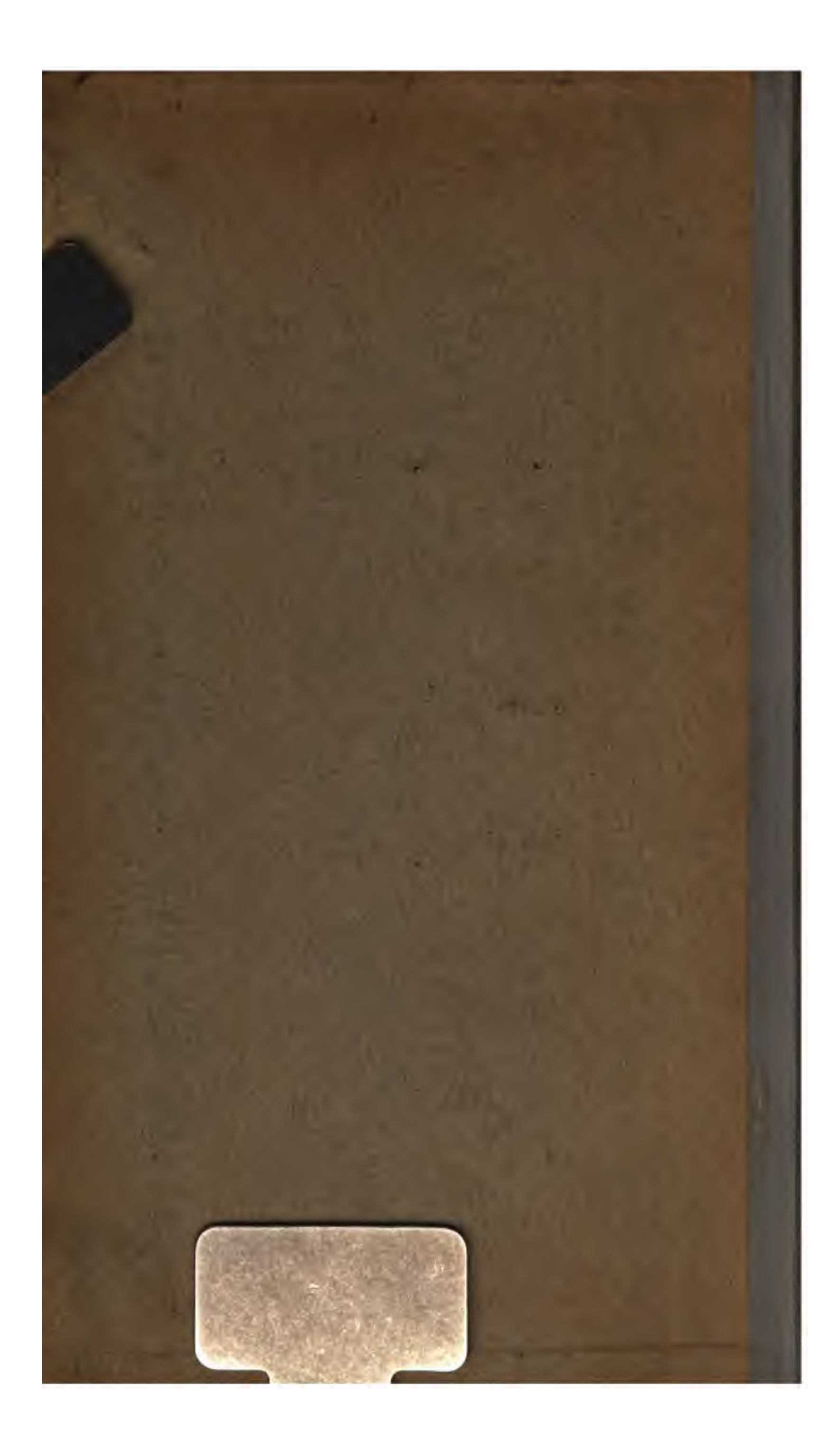
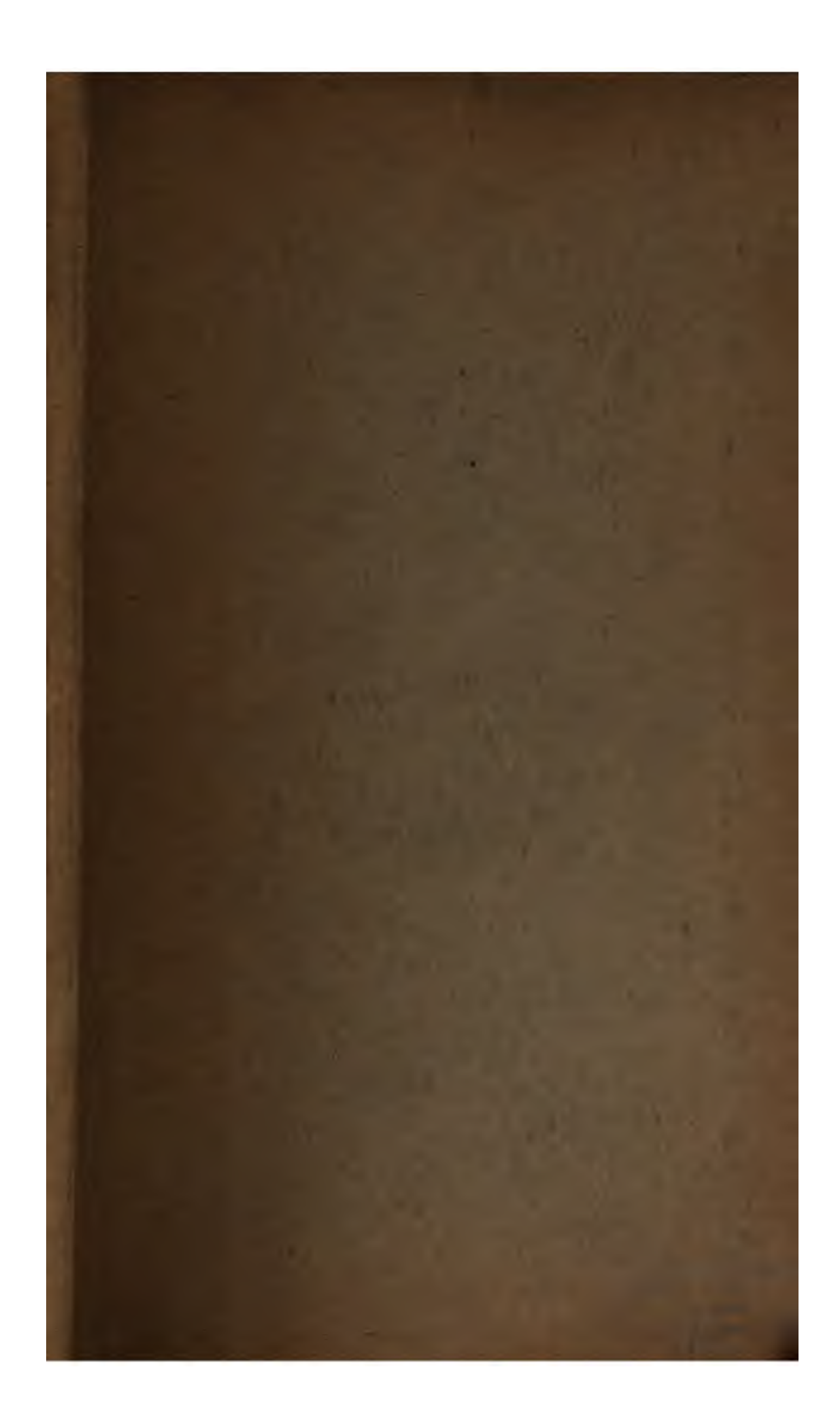
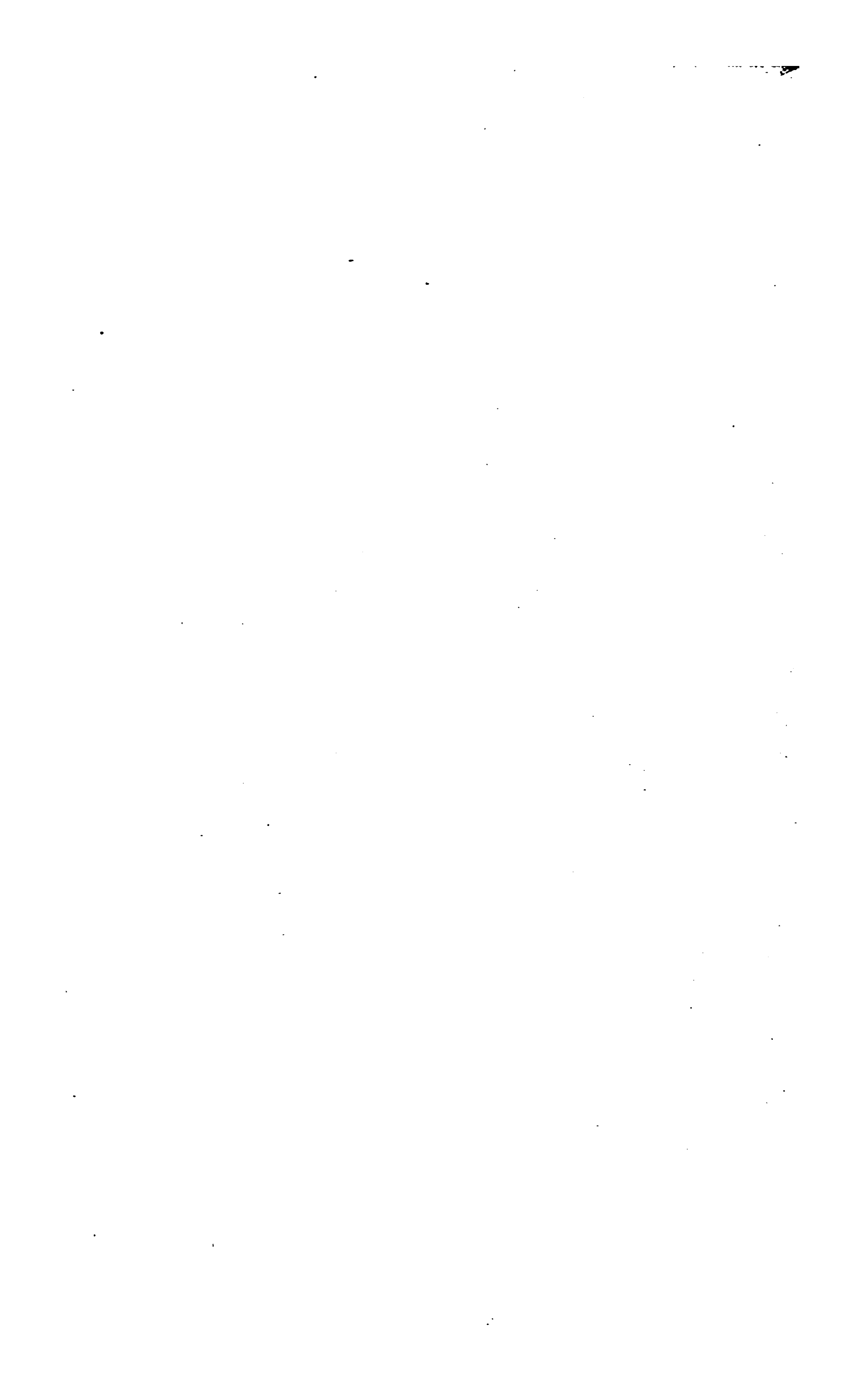
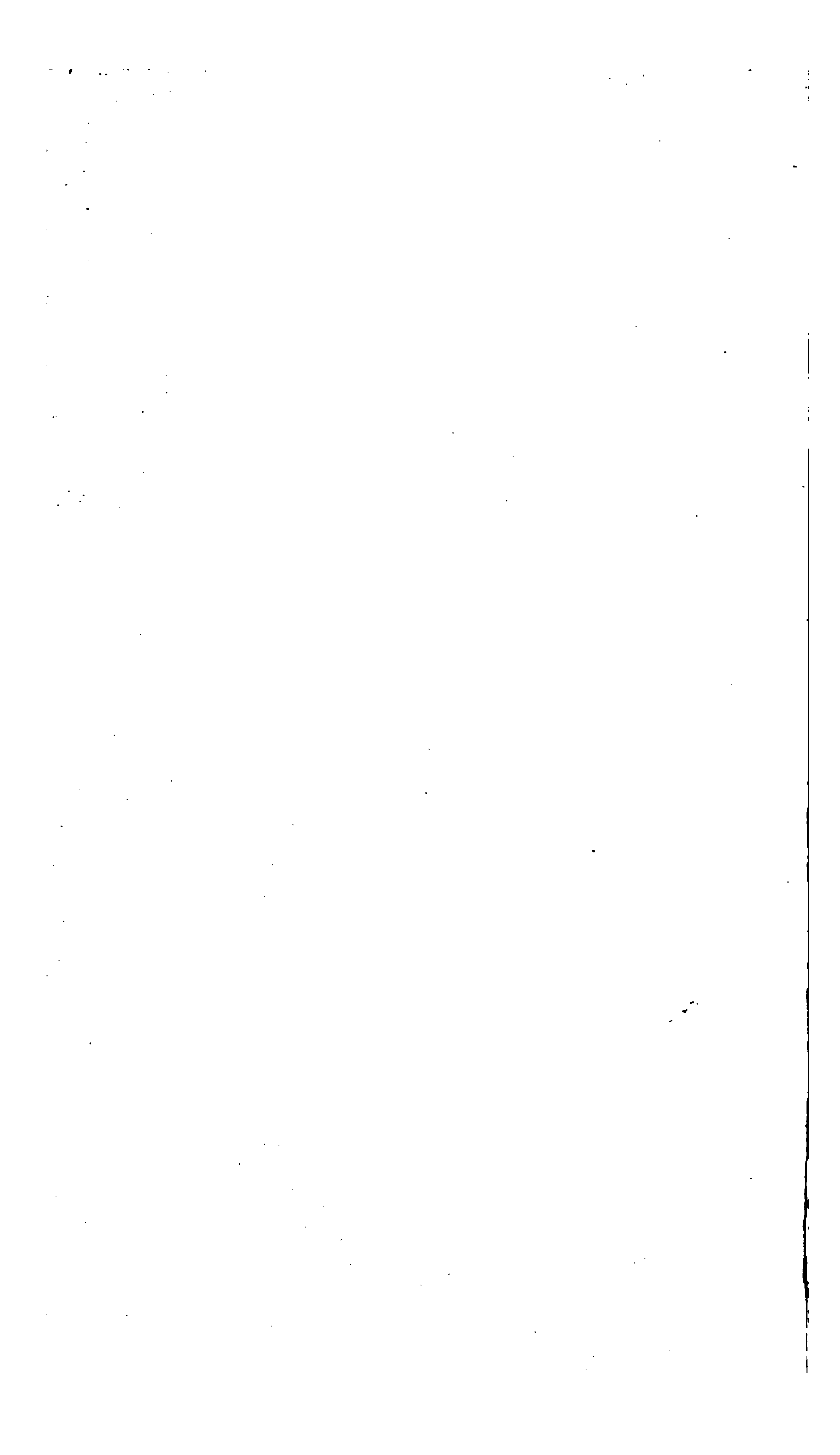



3 3433 06642524 4









Die

Dampfmaschinen.

Die

Dampfmaschinen

unter hauptsächlichster Berücksichtigung kompleter Dampfanlagen sowie

marktfähiger Maschinen

Ein Handbuch
für
Entwurf, Konstruktion, Gewichts- und Kostenbestimmungen, Ausführung und Untersuchung der Dampfmaschinen, sowie für damit zusammenhängende Kesselanlagen, Rohrleitungen, Pumpen etc.

Aus der Praxis für die Praxis

bearbeitet von

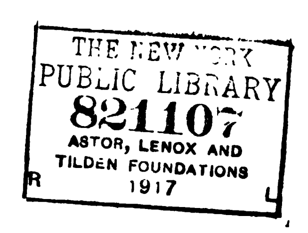
Herm. Haeder
Civil-Ingenieur
Duisburg a. Rh.

Vierte Auflage

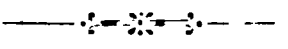
Achtes Tausend

Mit 2000 Figuren, 270 Tabellen und zahlreichen Beispielen.

Duisburg 1898
Selbstverlag
Buchhändl. Vertreter: L. Schwann, Düsseldorf
Druck von L. Schwann in Düsseldorf



Ratschläge aus den Kreisen der Fachgenossen betreffs Mitteilung von Unrichtigkeiten und Abänderungsvorschlägen für Neuauflagen werden vom Verfasser stets dankbar entgegengenommen.





Vorwort zur ersten Auflage.

Bei dem heutigen Stande des Weltmarktes darf der Konstrukteur nicht zu viel Zeit mathematischen Untersuchungen opfern, er muss Resultate aus der Praxis sammeln, dieselben sich einprägen und notieren und zwar in Form von wirklichen Werten, nicht in sog. Formeln nach Bezugseinheiten, denn letztere sind nur in gewissen Grenzen brauchbar und lassen immer die Möglichkeit von Rechenfehlern zu. Vergleicht man die Resultate von Formeln des einen Schriftstellers mit denen des andern, so finden sich oft die grössten Widersprüche. Das vorliegende Werk bringt Erfahrungsresultate aus der Praxis, und um seine Brauchbarkeit wesentlich zu erhöhen, sind die Tabellen so eingerichtet, dass zwischen den einzelnen Rubriken noch Vergleichs- resp. Zwischenwerte eingetragen werden können. Text ist möglichst vermieden, dagegen ist auf Deutlichkeit der Tabellen und Zeichnungen (als die Sprache des Technikers) Rücksicht genommen. Die Abschnitte I – VIII behandeln speziell die Dampfmaschinen. Der weitere Inhalt soll als Leitfaden beim Projektieren, Veranschlagen, Ausführen und Untersuchen der Dampfanlagen dienen.

Denjenigen Firmen und Kollegen, welche mich bei Bearbeitung des Werkes mit Rat und That unterstützten, sage ich hiermit besten Dank.

Möge sich denn dieses Buch und seine Methode viele Freunde erwerben.

Duisburg a. Rh., im Juni 1890.

Der Verfasser.

Vorwort zur vierten Auflage.

Der rasche Absatz der früheren Auflagen dieses Buches ist der beste Beweis, dass dasselbe sich immer mehr und mehr Freunde in den Kreisen der Technik und Industrie erwirbt. Um so mehr gereicht es mir zur Freude, mit der vorliegenden Auflage eine Umarbeitung und Erweiterung des Werkes bieten zu können.

Letztere erstreckt sich besonders auf folgende Kapitel: Dampfmantel, Schwungräder, Kolbensteuerung, Ventilsteuerung, Berechnung der Leistung, Verschiedene Maschinengattungen, Normal- und Maximalleistung, schnelllaufende Maschinen, Lieferungsbedingungen, Riemen- und Seilbetriebe, Winke für den Konstrukteur u. s. w.

Eine Anzahl Textfiguren und Tabellen wurden neu aufgenommen, andere auf Grund der in den letzten Jahren gemachten Erfahrungen geändert. Die Erweiterungen machen eine Erhöhung des Preises von 10 auf 12 Mark nötig. Um jedoch den Freunden des Buches entgegenzukommen, nehme ich frühere Auflagen zum Einstampfen in Tausch und rechne dafür 3 Mark gut. Im Buchhandel findet Umtausch nicht statt.

Auch diesmal fühle ich mich veranlasst, den zahlreichen Fachgenossen, welche mich betreffs des Inhaltes des Buches mit Zuschriften beehrten, hierdurch bestens zu danken mit der Bitte, mich auch fernerhin durch Gedankenaustausch zu unterstützen.

Hermann Haeder.

Inhaltsverzeichnis nach Abschnitten.

Alphabetisches Sachregister.

E.

F.

G.

H.

Durch *James Watt* wurden viele Verbesserungen an der Maschine vorgenommen, unter anderem wurde das Öffnen und Schliessen der Hähne auf mechanischem Wege und nicht mehr mit Menschenhand bewirkt. Ferner ordnete *Watt* zum Verdichten des Dampfes einen besonderen **Kondensator** an, und erzeugte den Druck auf den Kolben nicht mehr durch atmosphärische Luft, sondern durch die **Spannkraft des Dampfes.**

So baute *Watt* die erste für verschiedene Zwecke geeignete Dampfmaschine im Jahre 1768.

Die *Watt*sche **Niederdruckmaschine** als Balanciermaschine (Fig. 6) ausgeführt, arbeitete mit 1,3 Atm. Dampfdruck und gebrauchte etwa 4 kg Kohlen pro Pferdekraft und Stunde.

Diesen Niederdruckmaschinen, welche ausschliesslich mit Kondensation arbeiteten, folgten die **Hochdruckdampfmaschinen,** zu deren Konstruktion schon *Watt* die Idee fasste und bei welcher **3 bis 4 Atmosphären** Dampfdruck zur Wirkung kamen.

Die **erste** dieser Hochdruckdampfmaschinen wurde 1801 von dem Amerikaner *Evans*, und 1802 solche von den Engländern *Trevethik* und *Vivian* ausgeführt.

Die Erkenntnis, dass die Erzeugung **hochgespannter Dämpfe** in Bezug auf Brennmaterialverbrauch viel vorteilhafter ist, als die Erzeugung niedrig gespannter, führte dazu, die Niederdruckmaschine ganz zu verlassen, Dampf von 4 bis 6 Atm. zu verwenden und Kondensation unter besonders dazu geeigneten Verhältnissen anzubringen.

Die Wirkung der Hochdruckdampfmaschinen ist bei gleichem Kohlenaufwande viel vorteilhafter, wenn der Dampf durch **Expansion** wirkt, d. h. wenn der Dampfeintritt in einem Augenblick abgeschlossen wird, in welchem der Kolben erst einen Teil seines Weges durchlaufen hat, und durch die Expansionskraft des Dampfes noch bis ans Ende seines Hubes gedrückt wird. Man fand jedoch, dass bei zu weit getriebener Expansion eine verhältnismässig starke Abkühlung am auspuffenden Cylinderende eintritt, durch welche eine teilweise Kondensation des Eintrittdampfes hervorgerufen wird; ausserdem sind schwere Schwungräder nötig, um den **bedeutenden Druckwechsel** durch hohe Expansion zu regeln, welches wiederum einen Verlust an Nutzarbeit bedingt.

Im Jahre 1776 konstruierte der Engländer *Hornblower* eine Wasserhaltungsmaschine **mit zwei ungleich grossen Cylindern,** bei welcher der Frischdampf zuerst mit seinem vollen Drucke und auch teilweiser Expansion im Cylinder von kleinerem Durchmesser zur Wirkung kommt, darnach in den grossen Cylinder eintritt und hier noch den Rest seines Effektes abgiebt. Die *Hornblower*sche Maschine war **einfach wirkend,** sehr

kompliziert und wurde von der eincylindrigen Expansionsmaschine wieder verdrängt.

Arthur Woolf baute im Jahre 1804 die erste **Zweicylinder-Hochdruckmaschine** mit Kondensation nebst einem Wasserröhrenkessel, und liess sich darauf ein englisches Patent geben.

Die *Woolf*sche Maschine übertraf die *Hornblower*sche durch Einfachheit in der Konstruktion und dadurch, dass dieselbe **doppeltwirkend** war, dass also der Dampf auf beiden Seiten abwechselnd zur Wirkung kam.

Allgemein wurde die *Woolf*sche Maschine jedoch erst verbreitet, als man imstande war, **Dampfkessel für hohen Druck** herzustellen und auch die Maschinen vollkommener auszuführen.

Durch *John Edler* und *M. Roentgen* wurde in den 50er Jahren die Zweicylindermaschine wesentlich verbessert, und diese neue Konstruktion mit dem Namen „**Kompound**" bezeichnet.

Bei der Kompoundmaschine sind die 2 Kurbeln (meistens um 90°) versetzt. Der Gang der Maschine wird dadurch viel gleichmässiger, da die Kolben nicht zu gleicher Zeit in den toten Punkt treten. Hauptsächlich im **Schiffsmaschinenbau** fand die Kompound viel Verwendung, wird jedoch dort in der Neuzeit von der **Dreifach-Expansions-Maschine** verdrängt. Letztere gestattet die **vorteilhafteste Ausnutzung** des Dampfes von 9 bis 12 Atm.; indem der Frischdampf erst in den Hochdruckcylinder tritt, dort expandiert und dann unter teilweiser Expansion den Mitteldruckcylinder füllt, von da aus in den Niederdruckcylinder geleitet wird und dann ins Freie oder in den Kondensator geht.

Nachstehende Tabelle zeigt die **Fortschritte** in der **Ausnützung der Brennstoffe** seit Erfindung der Dampfmaschinen. Die Zahlen geben den Kohlenverbrauch in Kilogramm pro Pferdekraft und Stunde.

Atmosphärische Maschine *Savery* i. J. 1700	Niederdruck-Maschine *Watt* 1768	Hochdruck-Maschine *Evans* 1801	Zweicylinder-Maschine *Woolf* 1804	Compound-Maschine *Edler* 1850	Dreifach-Expansions-Maschine 1870	Dreifach-Expansions-Maschine 1895
14	4	3	2	1	0,8	0,7

Obgleich jetzt augenscheinlich die Dampfanlagen auf einer hohen Stufe der Vollkommenheit stehen, so wird bei den besten Einrichtungen doch nur etwa 15% der in den Brennstoffen enthaltenen theoretischen Heizkraft verwertet.

Abschnitt I.

Hauptanordnungen, Hauptmasse, Bauarten, Benennungen der Dampfmaschinen.

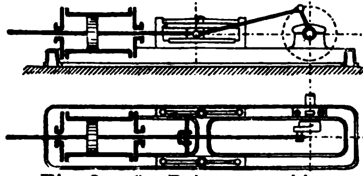


Fig. 2 u. 3. Rahmenmaschine.

Liegende Maschine oder Horizontalmaschine älterer Konstruktion mit ganz auf dem Fundament aufliegendem Rahmen von U-förmigem Querschnitt.

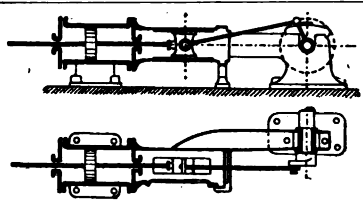


Fig. 4 u. 5. Bajonettmaschine.

Liegende Maschine mit Bajonettrahmen (auch **Corlissrahmen** genannt), eignet sich besonders zur bequemen Anbringung für **Corliss und Ventilsteuerungen,** indem der Dampfcylinder hinten freitragend befestigt werden kann.

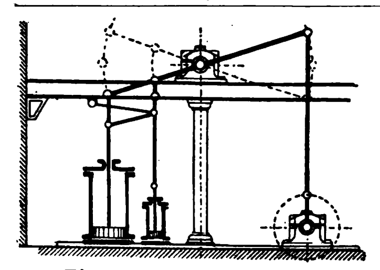


Fig. 6. Balanciermaschine.

Balanciermaschine ist die Urform der Dampfmaschinen, wie dieselbe von Watt konstruiert wurde. Unter gewissen Verhältnissen wird dieselbe noch heute ausgeführt, sie bietet den Vorteil, dass an den Balancier direkt eine grössere Anzahl Pumpen angehängt werden können.

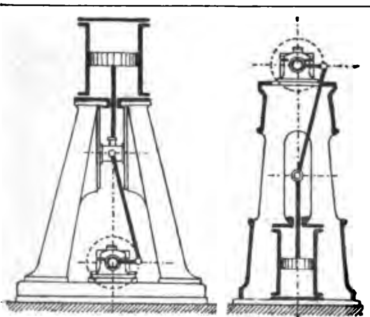


Fig. 7. Vertikalmaschinen. Fig. 8.

Stehende Maschinen (Vertikalmaschinen), erfordern **weniger Raum** zur Aufstellung und werden für kleine wie für grosse Maschinen, z. B. Walzenzugmaschinen, mit u. ohne Kondensation nach Fig. 7 häufig ausgeführt. Gegenüber den liegenden Maschinen ist Unrundwerden der Cylinder durch das Kolbengewicht ausgeschlossen.

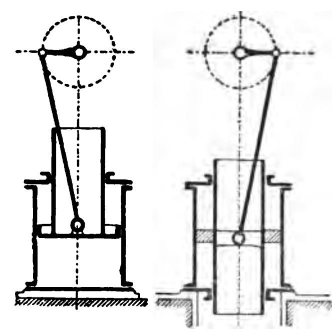


Fig. 9. Rennie. Fig. 10. Penn.

Trunkmaschine, Konstruktion Penn (Fig. 10) und Rennie-Maschinen (Fig. 9) wurden f. Schiffsmaschinen angewandt, da sie verhältnismässig **geringe Höhe** nötig haben. Die den Maschinen anhaftenden Mängel, z. B. **grosse Stopfbüchsen**, verhindern eine Verbreitung dieser Konstruktionen.

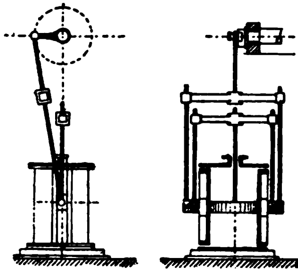


Fig. 11 u. 12. Maudslay.

Anordnung nach Maudslay, bietet ebenfalls den Vorteil **geringer Höhe** in der Schubrichtung. Die hin- und hergehenden Massen sind hier jedoch bedeutend und wäre diese Bauart für schnellgehende Maschinen nicht geeignet.

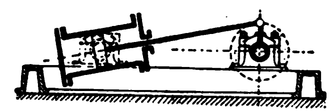


Fig. 13. Oscillierende Maschine.

Oscillierende Maschine, vertikal und horizontal ausgeführt, **baut sehr kurz,** da die Kolbenstange direkt an der Kurbel angreifen kann. Cylinder wird leicht unrund.

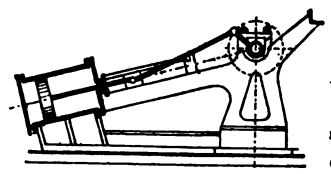


Fig. 14. Schiffsmaschine.

Schrägliegende Maschine, zum Antrieb der Schaufelräder für Dampfer viel angewandt, meist als Kompoundmaschine mit nebeneinander liegenden Cylindern.

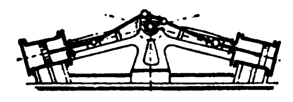


Fig. 15 Schiffsmaschine.

Schrägliegende Zweicylindermaschine, ebenfalls für Raddampfer in Verwendung als Zwilling oder Kompound.

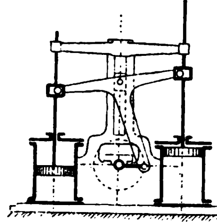


Fig. 16. **Zwillings- oder Kompound-maschine,** Pat. Bernay. Vorteile würden sein: Geringes Gewicht und geringe Höhe. Nachteile unter anderen: Schleifen an den Kolbenstangen.

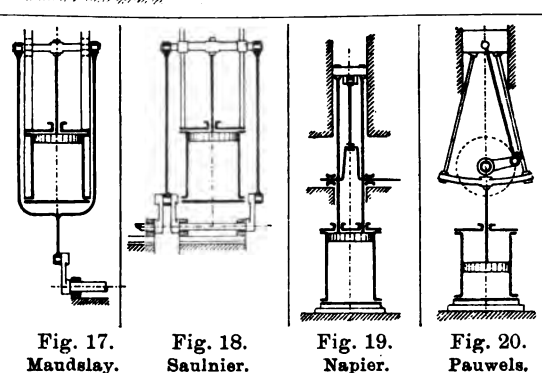


Fig. 17. **Maudslay.** Fig. 18. **Saulnier.** Fig. 19. **Napier.** Fig. 20. **Pauwels.**

Die in Fig. 17—20 dargestellten Anordnungen haben eine Verbreitung nicht gefunden; unter anderen ist besonders das grosse Gewicht der hin- und hergehenden Massen zu erwähnen.

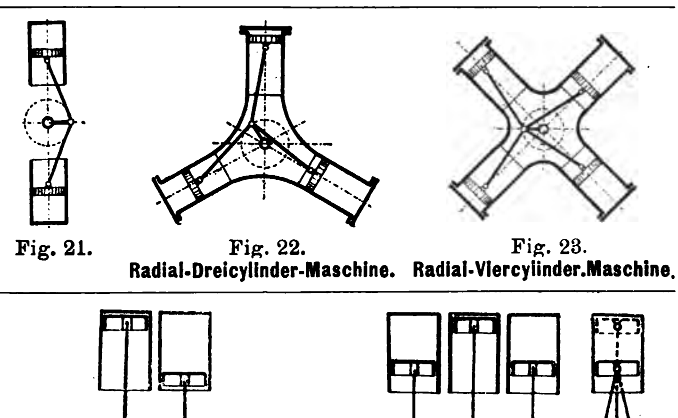


Fig. 21. Fig. 22. **Radial-Dreicylinder-Maschine.** Fig. 23. **Radial-Viercylinder-Maschine.**

Fig. 24. **Parallel-Zweicyl.-Maschine,** einf. wirk., Kurbeln 180° versetzt. Fig. 25—26. **Parallel-Dreicyl.-Masch.** einf. wirk., Kurbeln 120° versetzt.

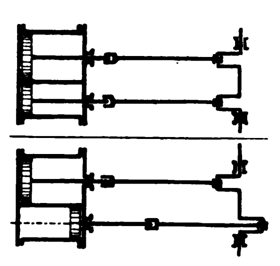


Fig. 27. **Woolfsche Maschine** mit gleichgerichtetem Kolbenlauf. Bei den Woolfschen Maschinen arbeitet der Niederdruckcylinder stets ohne Expansion.

Fig. 28. **Woolfsche Maschine** mit entgegengesetzt gerichtetem Kolbenlauf, Kurbeln unter 180⁰ versetzt.

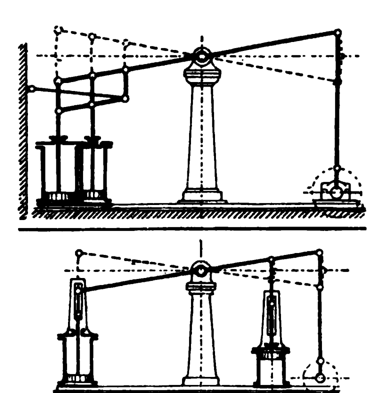


Fig. 29. **Woolfsche Balanciermaschine** mit gleichgerichtetem Kolbenlauf, wird noch jetzt für Pumpmaschinen etc. ausgeführt.

Fig. 30. **Woolfsche Balanciermaschine** mit entgegengesetzt gerichtetem Kolbenlauf, System Mac Naught.

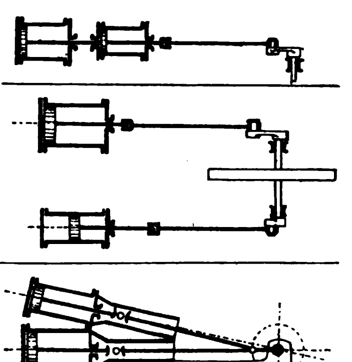


Fig. 31. **Tandemmaschine** (Kompound-Maschine m. hintereinanderliegenden Cylindern und Receiver). Beide Cylinder haben Expansion.

Fig. 32. **Kompoundmaschine** mit Receiver. Die 2 Kurbeln sind unter 90⁰ versetzt. — Gleichmässiger Gang.

Fig. 33. **Kompoundmaschine** mit schräg übereinanderliegenden Cylindern. Die Kolben treten nicht gleichzeitig in den toten Punkt. Expansion in beiden Cylindern.

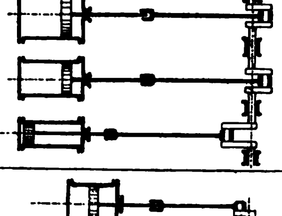


Fig. 34. **Dreifach-Expansionsmaschine.** 3 Kurbeln unter 120° versetzt. Sehr gleichmässiger Gang.

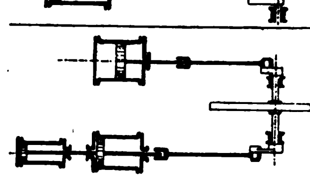


Fig. 35. **Dreifach-Expansions-Tandemmaschine.** 2 Kurbeln unter 90° versetzt. Für stationäre Maschinen viel angewandt.

Die **Wirkungsweise der Woolfschen, Kompound- und Dreifach-Expansionsmaschinen** ist in Fig. 36—47 dargestellt. Die Ebenen der Achsen sind umgeklappt, und hat man sich die gezeichneten 2 resp. 3 Achsen als eine solche zu denken.

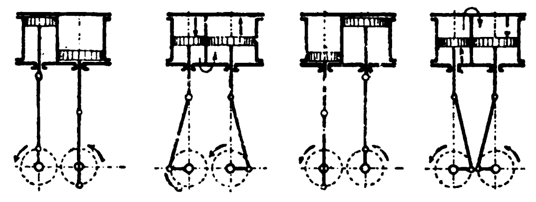


Fig. 36—39. **Woolf** mit entgegengericht. Kolbenlauf (ohne Receiver).

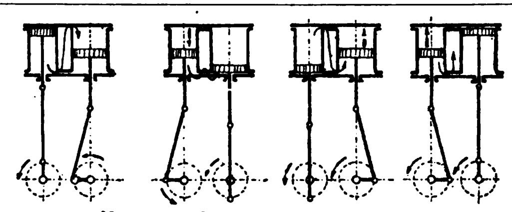


Fig. 40—43. **Kompound** mit Zwischenbehälter (Receiver).

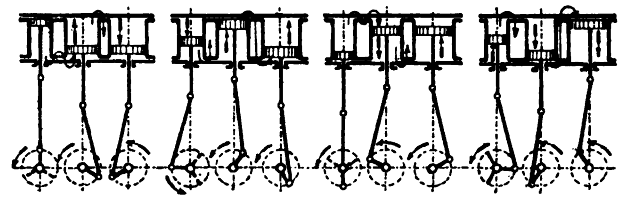


Fig. 44—47. **Dreifach-Expansion** mit 2 Zwischenbehältern.

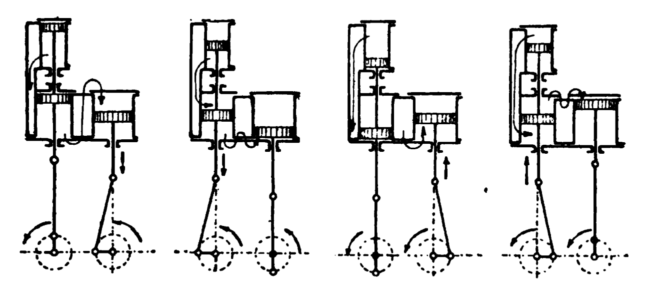


Fig. 48—51. **Tandem-Dreifach-Expansion** mit 2 Zwischenbehältern.

Hauptdimensionen.

Als Anhalt zur Beurteilung der Grösse einer Dampfmaschine gelte uns **der Durchmesser des Dampfcylinders** und der **Kolbenhub.** In Bezug auf die Güte resp. den Wert der Maschine kommen unter anderem hauptsächlich in Betracht:

Die Dimensionen und Konstruktion des **Kurbelzapfenlagers;**
die Dimensionen und Konstruktion des **Kurbelwellenlagers;**
Grösse und Gewicht des **Schwungrades;**
die Art der **Steuerung.**

Das Verhältnis des Kolbenhubes zum Cylinderdurchmesser variiert bei Transmissionsdampfmaschinen von 1,5 bis 2, bei sogenannten Schnellläufern von 0,75 bis 1,25.

Der Fabrikant der Dampfmaschinen muss darauf bedacht sein, mit möglichst wenig Modellen recht viele Maschinen in gleichmässig steigenden Leistungen herstellen zu können, er wird also bei der Konstruktion einer neuen Maschine auf die bereits vorhandenen Modelle achten und sich von vornherein für eine **bestimmte Reihenfolge in den Hauptdimensionen** entscheiden.

Am bequemsten ist es, die Masse des Cylinderdurchmessers und des Kolbenhubes abzurunden, wenn auch das Verhältnis derselben nicht immer dasselbe ist.

In den nachstehenden Tabellen 1—22 sind die gebräuchlichsten Hauptdimensionen angegeben.

Eincylinder-Transmissionsdampfmaschinen . . . . . . Tab. 1—6
Kompounddampfmaschinen mit Kondensation . . . . „ 7—10
Kleinmotoren . . . . „ 11—14
Schnellgehende Eincylinderdampfmaschinen . . . . . „ 15—18
„ **Kompounddampfmaschinen** . . . . . „ 19—22
Dreifach-Expansionsmaschinen siehe Abschnitt X.

Transmissionsdampfmaschinen (eincyl.) Tab. 1—6.

Tabelle 1 (lang bauend).

Kolbenhub . . . . H	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Cylinderdurchmesser . . . . . D	200	250	300	350	400	450	500	550	600
Verhältnis . . . . $H:D$	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Umdrehungen pr. Minute . . . n	105	90	80	75	70	67,5	65	62,5	60
Durchm. des Schwungrades in m	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6

Tabelle 2 (Erweiterung von Tab. 1).

Kolbenhub . . . . H	400	400	500	500	600	600	700	700	800	800	900	900	1000	1000	1100	1100	1200	1200
Cylinderdurchmesser . . . . . D	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	650
Verhältnis . . . . $H:D$	2	1,77	2	1,82	2	1,85	2	1,87	2	1,89	2	1,90	2	1,91	2	1,91	2	1,85
Umdrehungen pr. Minute . . . n	105	105	90	90	80	80	75	75	70	70	67,5	67,5	65	65	62,5	62,5	60	60
Durchm. des Schwungrades in m	2	2,2	2.5	2.7	3	3,2	3.5	3.7	4	4.2	4,5	4,7	5	5,2	5,5	5.7	6	6.2

Tabelle 3 (kurz bauend).

Kolbenhub . . . . H	*400*	*500*	*600*	*700*	*800*	*900*	*1000*	*1100*	*1200*
Cylinderdurchmesser . . . . . D	*250*	*300*	*350*	*400*	*450*	*500*	*550*	*600*	*650*
Verhältnis . . . . $H:D$	*1,6*	*1,66*	*1,71*	*1,75*	*1,77*	*1,8*	*1,81*	*1,83*	*1,85*
Umdrehungen pr. Minute . . . n	*120*	*105*	*95*	*85*	*77*	*70*	*65*	*62*	*60*
Durchm. des Schwungrades in m	*2*	*2,5*	*3*	*3,5*	*4*	*4,5*	*5*	*5,5*	*6*

Tabelle 4 (Erweiterung von Tab. 3).

Kolbenhub . . . . H	400	400	500	500	600	600	700	700	800	800	900	900	1000	1000	1100	1100	1200	1200
Cylinderdurchmesser . . . . . . D	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	650	700
Verhältnis . . . . $H:D$	1.77	1.60	1.82	1,66	1,85	1,71	1.87	1,75	1,89	1,77	1.90	1 80	1.91	1,81	1,91	1,83	1,85	1,72
Umdrehungen pr. Minute . . . n	120	120	105	105	95	95	85	85	77	77	70	70	65	65	62	62	60	60
Durchm. des Schwungrades in m	2	2	2.5	2.5	3	3	3.5	3,5	4	4	4.5	4.5	5	5	5.5	5,5	6	6

Tabelle 5 (kurz bauend).

Kolbenhub . . . . . . H	300	350	400	450	500	550	600		700		800		900		1000		1100		1200	
Cylinderdurchmesser . . D	200	225	250	275	300	325	350		400		450		500		550		600		650	
Verhältnis . . . . $H:D$	1,5	1,55	1,6	1,64	1,66	1,69	1,71		1,75		1,77		1,80		1,81		1.83		1,85	
Umdreh. pr. Minute . n	145	130	120	112	105	100	95		85		77		70		65		62		60	
Durchm. d. Schwungr. in m	1,6	1.7	2	2,3	2,5	2.8	3		3.5		4		4.5		5		5.5		6	

Tabelle 6.

Kolbenhub . . . . . . H																				
Cylinderdurchmesser . . D																				
Verhältnis . . . . $H:D$																				
Umdreh. pr. Minute . n																				
Durchm. d. Schwungr. in m																				

Kompounddampfmaschinen mit Kondensation. Tab. 7—10.

Tabelle 7.

Gemeinschaftlicher **Hub** . . . . H	500	500	600	600	700	700	800	800	900	900	1000	1000	1100	1100	1200	1200
Durchm. des Hochdruckcylinders . . . . d	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625
Durchm. des Niederdruckcylinders . . . . D	400	435	470	510	550	590	630	670	710	750	790	830	870	910	950	1000
Verhältnis der Cylindervolumen . . $V:v$	2 6	2 51	2,5	2.5	2,5	2,5	2.51	2,51	2,52	2 52	2,52	2 53	2 53	2 53	2 59	2,59
Verhältnis . . . . $H:d$	2	1,81	2	1,84	2	1,86	2	1,88	2	1,89	2	1.90	2	1,91	2	1,92
Umdrehungen pr. Minute . . . . . . n	90	90	80	80	75	75	70	70	67,5	67,5	65	65	62	62	60	60
Durchm. des Schwungrades in m . . .	2,5	2,5	3	3	3 5	3,5	4	4	4 5	4,5	5	5	5,5	5,5	6	6

Tabelle 8.

Gemeinschaftlicher **Hub** . . . . H	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	
Durchm. des Hochdruckcylinders . . . . d	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	
Durchm des Niederdruckcylinders . . . . D	420	460	500	540	580	620	660	700	740	780	820	860	900	950	1000	
Verhältnis der Cylindervolumen . . $V:v$	2,82	2,80	2.81	2,8	2,79	2,77	2 76	2.75	2,74	2,73	2,70	2,70	2 71	2 70	2,75	
Verhältnis . . . . $H:d$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
Umdrehungen pr. Minute . . . . . . n	90	85	80	78	75	73	70	70	68	66	65	64	62	62	60	
Durchm. des Schwungrades in m . . .	2,5	2,7	3	3,3	3,5	3,8	4	4,3	4,5	4,8	5	5,2	5,5	5,8	6	

Tabelle 9 (kurz bauend).

Gemeinschaftlicher Hub . . . . . . H		500		600		700		800		900		1000		1100		
Durchmesser des Hochdruckcylinders . d		300		350		400		450		500		550		600		
Durchmesser des Niederdruckcylinders . D		450		530		610		690		770		850		930		
Verhältnis der Cylindervolumen . $V:v$		2,29		2,32		2,35		2,37		2,39		2,42		2,43		
Verhältnis . . . . $H:d$		1,66		1,71		1,75		1,77		1,8		1,81		1,83		
Umdrehungen pr. Minute . . . . . n		90		80		75		70		67		65		60		
Durchmesser des Schwungrades in m		2,5		3		3,5		4		4,5		5		5,5		

Tabelle 10.

Gemeinschaftlicher Hub . . . . . . H																
Durchmesser des Hochdruckcylinders . d																
Durchmesser des Niederdruckcylinders . D																
Verhältnis der Cylindervolumen . $V:v$																
Verhältnis . . . . $H:d$																
Umdrehungen pr. Minute . . . . . n																
Durchmesser des Schwungrades in m																

Kleinmotoren. Tab. 11—14.

Tabelle 11. (Aachener Dampfmotorenfabrik, Arndt & Marichal, Aachen).

Nummer d. Maschin.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Kolbenhub	130	130	150	150	150	180	180	180	210	210	210	210	230	230	230	230	250	250	250	250	250	300	300	350	350
Cylinderdurchmesser .	75	90	90	105	120	105	120	135	120	135	150	170	120	135	150	170	135	150	170	185	200	185	200	200	225
Umdrehungen . .	250	250	225	225	225	200	200	200	175	175	175	175	160	160	160	160	150	150	150	150	150	130	130	115	115
Schwungrad-(⌀) *m*	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0 7	0,7	0.7	0,8	0,8	0 85	0 85	0 85	0,85	0,9	0,9	1,0	1,0	1,2	1,2	1,2	1,35	1,35	1,50	1,50
" Breite	60	70	70	75	75	80	85	90	90	90	105	125	90	100	110	140	90	110	120	150	180	180	200	200	225
Gewicht ca. . . *kg*	166	180	200	220	250	300	325	350	360	380	400	440	450	480	510	550	575	625	675	725	800	925	975	—	—

Tabelle 12.

Kolbenhub . . . . H		125		150		200		250		300		350		
Cylinderdurchmesser . . . . D		90		110		135		160		190		225		
Verhältnis . . . . $H:D$		1,38		1 36		1,48		1,56		1,50		1,55		
Umdrehungen pr. Minute . . . n		220		200		180		160		140		120		
Durchm. des Schwungrades in m		0,7		0 8		1		1,2		1,5		1,8		

Tabelle 13.

Kolbenhub . . . . H	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	350	
Cylinderdurchmesser . . . . D	70	85	100	115	130	140	150	160	170	180	190	200	220	
Verhältnis . . . . $H:D$	1,42	1,41	1,4	1,39	1,38	1,42	1,46	1,5	1,53	1,55	1,57	1,6	1,59	
Umdrehungen pr. Minute . . . n	240	230	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	
Durchmesser des Schwungrades in m	0,6	0,7	0,7	0,8	0.9	1	1,1	1.2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	

Tabelle 14.

Kolbenhub . . . . H														
Cylinderdurchmesser . . . . D														
Verhältnis . . . . $H:D$														
Umdrehungen pr. Minute . . . n														
Durchmesser des Schwungrades in m														

Schnelllaufende Eincylinder-Dampfmaschinen. Tab. 15—18.

Tabelle 15 (Pokorny & Wittekind, Bockenheim-Frankfurt a. M.).

Kolbenhub . . . . H						200	200	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
Cylinderdurchmesser . . . D						150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425
Verhältnis . . . . $H:D$						1,33	1,14	1,25	1,11	1,2	1,09	1,16	1,07	1,14	1,06	1,12	1,05
Umdrehungen pr. Minute n						350	350	280	280	235	235	200	200	180	180	160	160
Durchm. d. 2 Schwungr. in m						1,0	1,0	1,25	1,25	1.5	1,5	1,75	1,75	2,0	2,0	2,25	2 25

Tabelle 16 (Menck & Hambrock, Ottensen).

Kolbenhub . . . . H				170	180	200	220	240	260	280	300						
Cylinderdurchmesser . . . D				205	225	250	275	300	325	350	375						
Verhältnis . . . . $H:D$				0,83	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8						
Umdrehungen pr. Minute n				350	320	300	290	280	260	250	240						

Tabelle 17.

Kolbenhub . . . . H		100	120	140	160	180	200	225	250	300		350		400		450	
Cylinderdurchmesser . . . D		140	165	190	215	240	270	300	340	400		450		500		550	
Verhältnis . . . . . $H:d$		0,71	0,72	0,73	0,74	0,75	0,74	0,75	0,75	0,75		0,77		0,8		0,81	
Umdrehungen pr. Minute n		410	390	370	350	330	310	290	270	250		220		190		160	
Durchm. d. 2 Schwungr. in m		0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,5		1,75		2,0		2,25	

Tabelle 18.

Kolbenhub . . . . H																	
Cylinderdurchmesser . . . D																	
Verhältnis . . . . . $H:d$																	
Umdrehungen pr. Minute n																	
Durchm. d. 2 Schwungr. in m																	

Schnelllaufende Kompounddampfmaschinen ohne Kondensation. Tab. 19—22.

Tabelle 19 (Pokorny & Wittekind, Bockenheim-Frankfurt a. M.).

Gemeinschaftlicher **Hub** . . . . H					250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
Durchm. des Hochdruckcylinders . . . . . . d					175	195	210	230	250	270	285	320	355	390
Durchm. des Niederdruckcylinders . . . . D					250	275	300	325	350	375	400	450	500	550
Verhältnis der Cylindervolumen . . . $V:v$					2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Verhältnis . . . . $H:d$					1,42	1,28	1,43	1,3	1,4	1,8	1,4	1,25	1,27	1,16
Umdrehungen pr. Minute . . . . n					280	280	235	235	200	200	180	180	160	160
Durchm. der 2 Schwungräder in m . . .					1,25	1,25	1,50	1,50	1,75	1,75	2,0	2,0	2,25	2,25

Tabelle 20 (Menck & Hambrock, Ottensen).

Gemeinschaftlicher **Hub** . . . . H		160	180	200	225	250	275	300	340	370	400			
Durchm. des Hochdruckcylinders . . . . . . d		175	195	210	225	250	275	300	340	370	400			
Durchm. des Niederdruckcylinders . . . . D		300	335	365	400	435	475	520	590	640	690			
Verhältnis der Cylindervolumen . . . $V:v$		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3			
Verhältnis . . . . $H:d$		0,91	0,92	0,95	1	1	1	1	1	1	1			
Umdrehungen pr. Minute . . . . n		360	320	300	280	270	250	240	220	210	200			
Durchm. der 2 Schwungräder in m . . .		0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4	1,5	1,7	1,85	2,0			

Tabelle 21.

Gemeinschaftlicher **Hub** . . . . H	150		200		250		300		350		400		450	
Durchm. des Hochdruckcylinders . . . . . . d	150		200		250		300		350		400		450	
Durchm. des Niederdruckcylinders . . . . . D	240		320		400		480		560		630		700	
Verhältnis der Cylindervolumen . . . $V:v$	2,5		2,5		2,5		2,5		2,5		2,5		2,5	
Verhältnis . . . . $H:d$	1		1		1		1		1		1		1	
Umdrehungen pr. Minute . . . . n	360		320		280		240		210		180		165	
Durchm. der 2 Schwungräder in m . . .	0,8		1,0		1,25		1,50		1,75		2,0		2,25	

Tabelle 22.

Gemeinschaftlicher **Hub** . . . . H														
Durchm. des Hochdruckcylinders . . . . . . d														
Durchm. des Niederdruckcylinders . . . . . D														
Verhältnis der Cylindervolumen . . . $V:v$														
Verhältnis . . . . $H:d$														
Umdrehungen pr. Minute . . . . n														
Durchm. der 2 Schwungräder in m . . .														

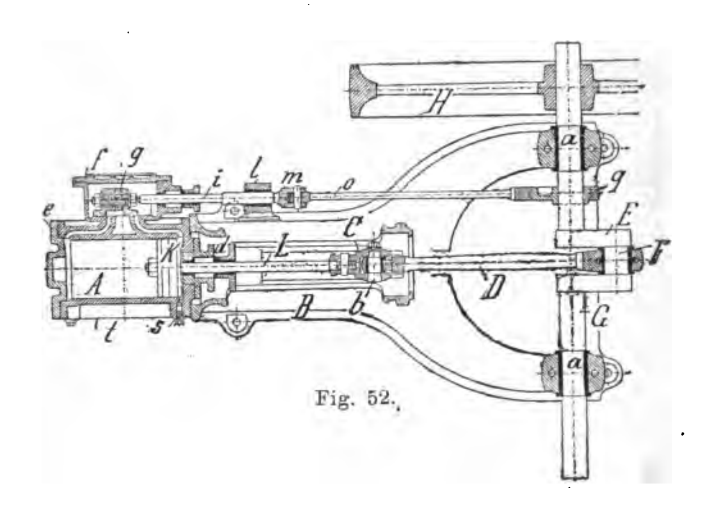


Fig. 52.

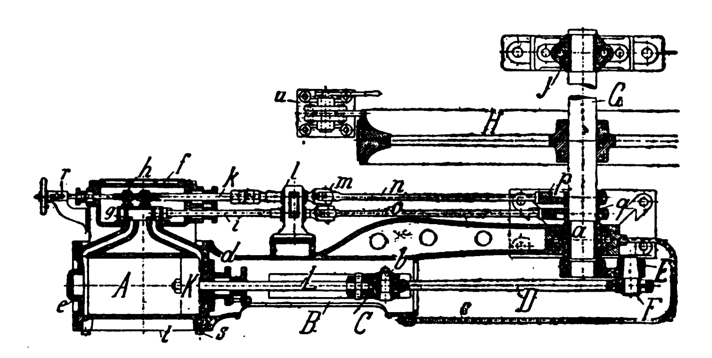


Fig. 53.

Benennungen
der einzelnen Dampfmaschinenteile.

Fig. 52 u. 53.

A. **Dampfcylinder,** Cylinder.
B. **Rahmen,** Gestell, Grundplatte, Geradführung, Bett.
C. **Kreuzkopf,** Gleitstück, Schlitten, Querhaupt.
D. **Treibstange,** Pleuelstange, Schubstange, Flügelstange.
E. **Kurbel.**
F. **Kurbelzapfen,** Kurbelfinger.
G. **Kurbelachse,** Schwungradwelle, Hauptachse.
H. **Schwungrad.**
I. **Hinteres Kurbelwellenlager.**
K. **Dampfkolben,** Kolben.
L. **Kolbenstange.**
a. **Kurbelwellenlager,** Kurbellager, Hauptlager.
b. **Kreuzkopfbolzen,** Kreuzkopfzapfen.
c. **Schutzstange,** Geländer.
d. **Vorderer Cylinderdeckel,** Stopfbüchsgehäuse.
e. **Hinterer** „ Cylinderboden.
f. **Schieberkastendeckel.**
g. **Grundschieber,** Verteilschieber, Hauptschieber.
h. **Expansionsschieber.**
i. **Grundschieberstange.**
k. **Expansionsschieberstange.**
l. **Schieberstangenführungsbock.**
m. **Gelenkstück.**
n. **Excenterstange zum Expansionsschieber.**
o. „ „ **Grundschieber.**
p. **Expansionsschieberexcenter.**
q. **Grundschieberexcenter.**
r. **Stellvorrichtung** zur Steuerung.
s. **Indikatornocken.**
t. **Schutzmantel,** Umkleidung.
u. **Schaltwerk,** Drehvorrichtung, Anstellvorrichtung.

Gebräuchliche Bauarten
der Horizontal-Maschinen.

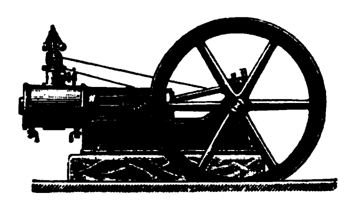


Fig. 54. Maschinen mit **Gabelrahmen** bis zu 350 Hub; die Kurbelwelle ist gekröpft; das Schwungrad sitzt auf Kopf ausserhalb eines Lagers.

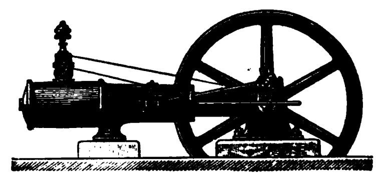


Fig. 55. Bauart bis zu 600 Hub, Cylinder freihängend. **Bajonettrahmen** zweimal unterstützt.

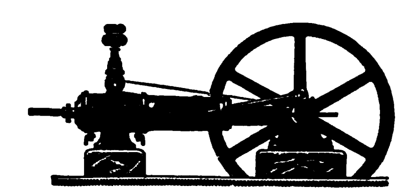


Fig. 56. Maschinen mit **Bajonettrahmen** bis 800 Hub und hinten geführter Kolbenstange.

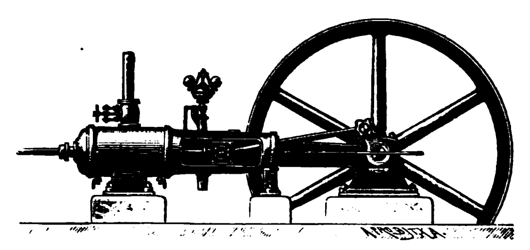


Fig. 57. Maschinen von 700 Hub aufwärts, der **Bajonettrahmen** ist in der Mitte nochmals unterstützt.

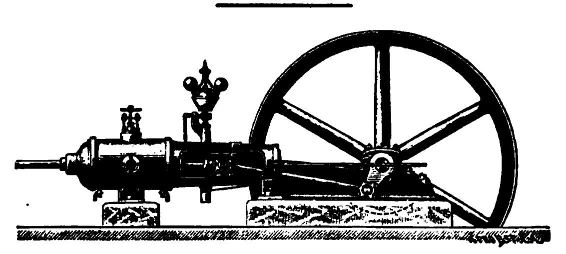


Fig. 58. Für Maschinen bis 2000 Hub; der Fuss des Dampfcylinders kann sich in der mit einer **Schlittenführung** versehenen Sohlplatte bewegen, zur Ausgleichung der Ausdehnung des Cylinders.

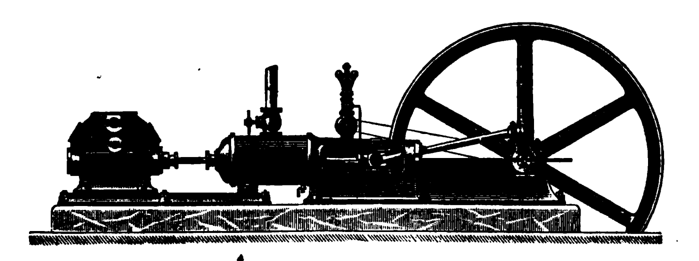


Fig. 59. Maschinen mit Kondensation, **Rahmen ganz aufliegend.**

Rechts und Links bauend.

Es ist zu unterscheiden bei horizontalen Eincylindermaschinen:

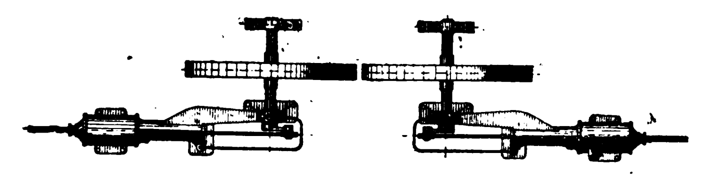
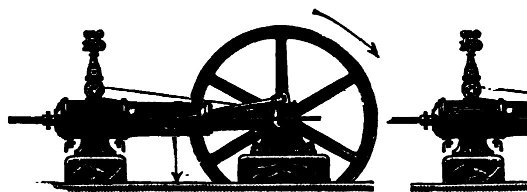


Fig. 60. **Rechts** bauend. Fig. 61. **Links** bauend.

Man wählt für Neuanlagen gewöhnlich rechts bauende Maschinen und nur, wenn die Örtlichkeit es erwünscht, links bauende.

Drehrichtung der Dampfmaschinen.



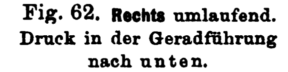


Fig. 62. **Rechts** umlaufend.
Druck in der Geradführung
nach unten.

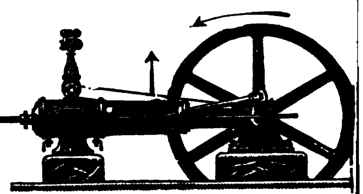


Fig. 63. **Links** umlaufend.
Druck in der Geradführung
nach oben.

Die Anwendung links umlaufender Maschinen (Fig. 63) ist nach Möglichkeit zu vermeiden, da die obere Fläche der Geradführung (welche in diesem Falle den Druck aufnimmt), besonders gute und regelmässige Schmierung verlangt; während bei rechts umlaufenden Maschinen (Fig. 62) (Druck nach unten) der Kreuzkopf an beiden Hubenden in den Ölsammler eintaucht.

Ausserdem ist es erwünscht, dass sich das ziehende Trum auf der unteren Seite der Scheibe, das geführte, (also das sich mehr durchsenkende) oben befindet.

Abschnitt II.

Details der Dampfmaschinen.

Für das **Konstruieren der Details** sind folgende Hauptgesichtspunkte zu berücksichtigen:

Genügende Festigkeit, jedoch verlasse man sich nicht auf blosse Berechnung, sondern vergleiche das Resultat der letzteren mit ausgeführten Konstruktionen. Das Rechnen nach empirischen Formeln ist nach Möglichkeit zu vermeiden.

Geeignetes Material, arbeitende Teile, als Kolbenstangen, Schieberstangen etc., sowie Bolzen und Zapfen, Schwungradwellen sind aus **Stahl**, **Lagerschalen** aus bestem Rotguss oder Weissguss herzustellen.

Für Dampfcylindereinsätze z. B. ist eine besondere Gusseisenmischung vorzuschreiben.

Gute Formen, hauptsächlich der Teile, von welchen ein Modell angefertigt wird. Die eventuellen Mehrkosten derselben machen sich bei häufiger Benutzung nicht bemerkbar.

Genügend grosse **Berührungsflächen** auch für den Rahmenfuss und Fundament.

Wohlfeile Herstellung. Nicht immer ist das Teuerste das Beste. Besondere Sorgfalt ist der Herstellung der **Lagerschalen, Schlitten** etc. vorzuschreiben (was allein das Heisslaufen eines Excenters dem Fabrikanten an Geld und Ruf kostet, ist ja bekannt). Ebenso wichtig ist es, für **gute Schmierung** Sorge zu tragen, und überlasse man dieses nicht etwa, wie meistens üblich, der Werkstatt. Durch ungenügendes Zuführen der Schmiermittel kann die **beste Gleitfläche ruiniert werden.**

Verwerflich ist auch eine übertriebene **Sucht nach Verbesserungen und Originalität.**

Man behalte **gutes und bewährtes** bei; für eventuelle Neuerungen empfiehlt sich eine Besprechung mit Fachgenossen (vier Augen sehen immer mehr als zwei).

Ausser den eigenen **Erfahrungen** mache man sich diejenigen anderer zunutze, verlasse sich dabei aber **nicht auf das Gedächtnis,** sondern lege alles durch Skizzen und übersichtliche Notizen fest.

Bemerkung zu den **Tabellen** in **Abschnitt II.**

Die **Masse** sind in Millimeter angegeben und bedeutet in den Tabellenköpfen:

D den **Durchmesser** des Dampfcylinders,

H den **Kolbenhub.**

Die Tabellen für zusammengehörige **Normal-Konstruktionen** marktfähiger Maschinen bis 1200 Hub ($6^1/_2$ bis 7 Atm. Betriebsdruck) sind gekenntzeichnet durch ***Cursivschrift.***

Abschnitt II behandelt der Reihe nach **folgende Details:** Rahmen, Kurbelwellenlager, Kurbelachse, Kurbel, Kurbelzapfen, Treibstange, Kreuzkopf, Kolben, Kolbenstange, Dampfcylinder, Schwungrad, Regulator, Expansionsapparat, Schaltwerk, Fundament, Anker, Schutzgeländer, Maschinenspeisepumpe.

Nach Berechnung oder Annahme der Hauptdimensionen (Cylinderdurchmesser, Kolbenhub, Tourenzahl) bestimme man die Dimensionen des **Kurbelwellenlagers,** des **Kurbelzapfens** und des **Kreuzkopfbolzens.**

Der Rahmen.

Material: Gusseisen.

Mit **Festigkeitsrechnung** ist zur Bestimmung der Stärken des Rahmens nicht weit zu kommen, letztere haben sich durch Erfahrungen von selbst ergeben.

a. Rahmen für kleinere Maschinen.

In Fig. 64—81 sind Rahmen dargestellt für Maschinen **bis 350 mm Kolbenhub.**

Die Kurbelachse ist gekröpft; das Schwungrad, gewöhnlich zugleich Riemenscheibe, sitzt ausserhalb eines Kurbelwellenlagers (Fig. 54, Seite 22.)

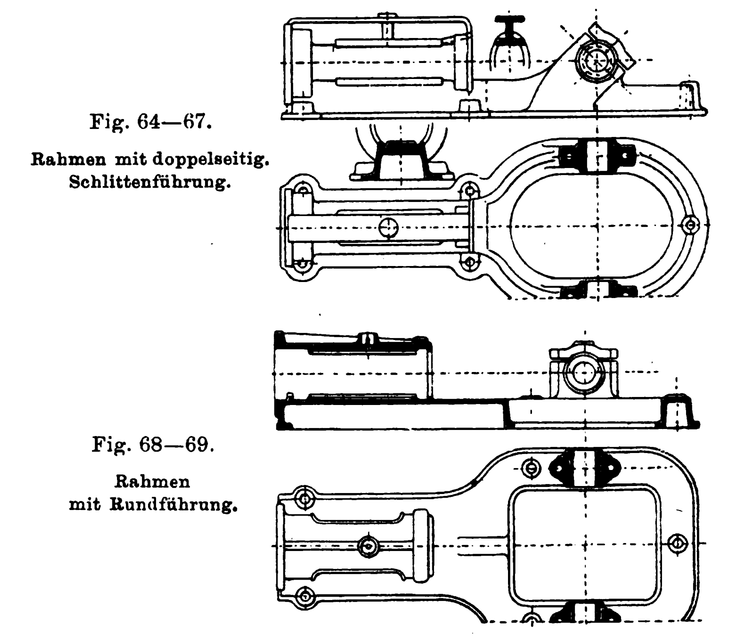


Fig. 64—67.
Rahmen mit doppelseitig. Schlittenführung.

Fig. 68—69.
Rahmen mit Rundführung.

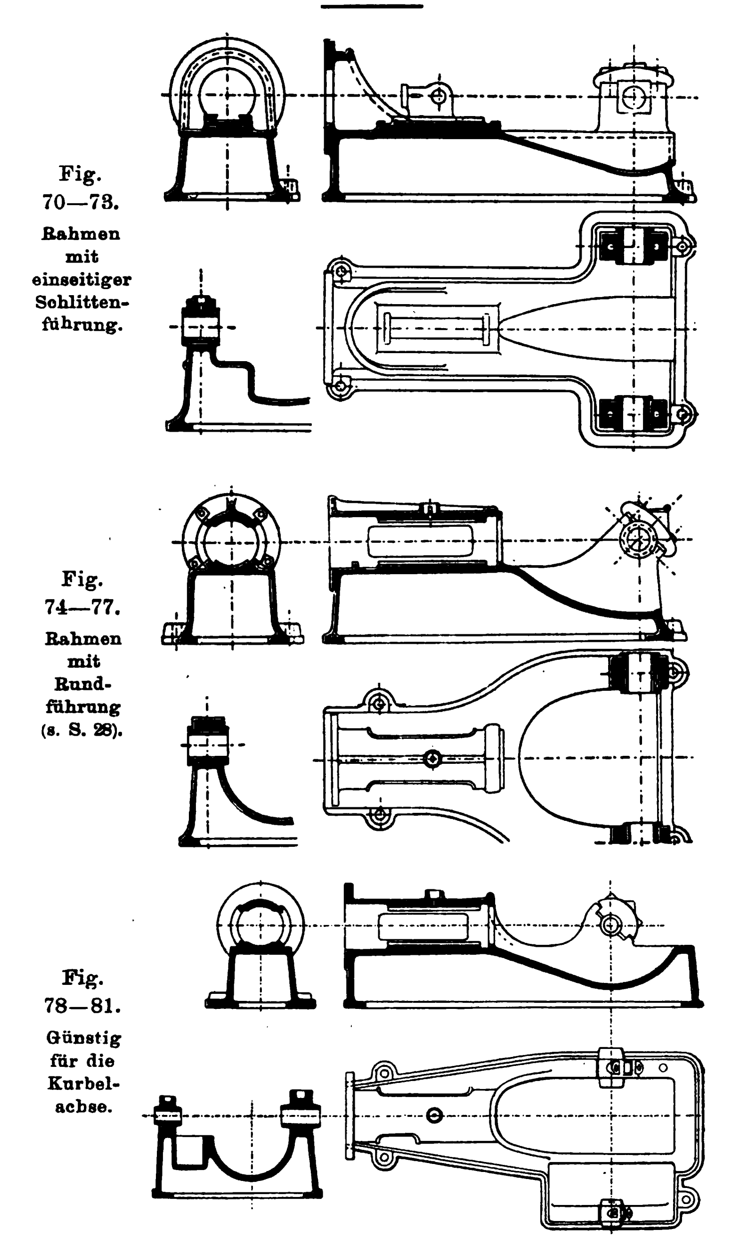
Am gebräuchlichsten sind die Rahmen Fig. 70—77; die Kurbelwellenlager sind meist zweiteilig, ohne Vorrichtung zum Nachstellen.

Mit geringen Änderungen finden diese Maschinen als **Wandmaschinen** Verwendung und können fertig montiert in einer Kiste per Bahn versandt werden.

Fig. 70—73. **Rahmen mit einseitiger Schlittenführung.**

Fig. 74—77. **Rahmen mit Rundführung** (s. S. 28).

Fig. 78—81. **Günstig für die Kurbelachse.**



Rahmen und Kurbelwelle für kleinere Maschinen.

Fig. 82—86 u. Tabelle 23.
(Nur bis 6 Atm., höherer Druck bedingt stärkere Kurbelachse.)
Fig. 82—86.

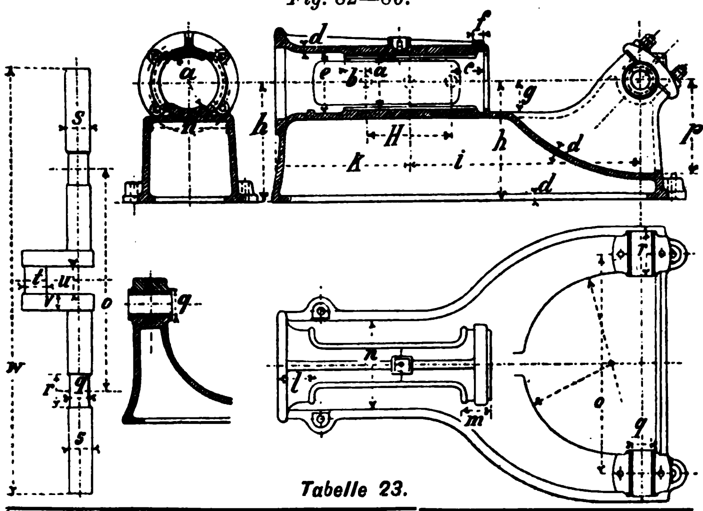


Tabelle 23.

Maschine		Rahmen											
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*
200	**150**	150	50	80	13	165	35	85	300	550	370	100	90
300	**200**	190	75	110	15	210	40	110	400	800	470	120	100

Maschine		Rahmen			Lager		Kurbelwelle				
H	*D*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*
200	**150**	250	550	235	65	130	75	70	80	50	1200
300	**200**	300	750	310	75	150	85	80	90	60	1450

Dieser Rahmen wird für **liegende** oder **Wanddampfmaschinen** bis zu 350 Kolbenhub ausgeführt. Zur Rundführung ist der Kreuzkopf Fig. 390—392 passend. Die Kurbelwelle ist auf beiden Seiten so lang, dass das Schwungrad rechts oder links aufgekeilt werden kann.

b. Rahmen für mittlere und grössere Maschinen.

Der in Fig. 87—89 dargestellte Rahmen älterer Konstruktion wird noch heute für grosse und kleine Maschinen häufig ausgeführt, er hat den Vorteil, eine grosse Auflagefläche zu bieten und mit seinen Ankern viel Fundament zu fassen; er ist deshalb bei Fördermaschinen und Pumpen beliebt.

Fundament-Rahmen mit U förmigem Querschnitt.

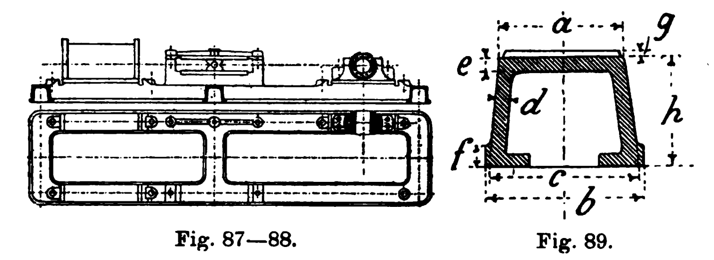


Fig. 87—88. Fig. 89.

Tabelle 24. mm.

Maschine H	Maschine D	h	b	a	c	d	e	f	g
400	250	160	140	110	125	18	18	20	5
600	350	210	180	140	160	20	20	25	8
800	450	260	220	170	200	23	22	30	10
1000	550	310	260	220	235	26	24	35	10
1200	700	350	300	235	270	28	26	40	15
1400	800	400	340	260	300	30	28	45	15
1600	900	450	380	290	325	32	30	50	15
1800	1000	500	420	320	370	34	32	60	20
2000	1100	550	450	350	400	36	34	70	20

Fig. 90—108. **Rahmen mit Rundführung** für Maschinen von **300—2000 Kolbenhub.**

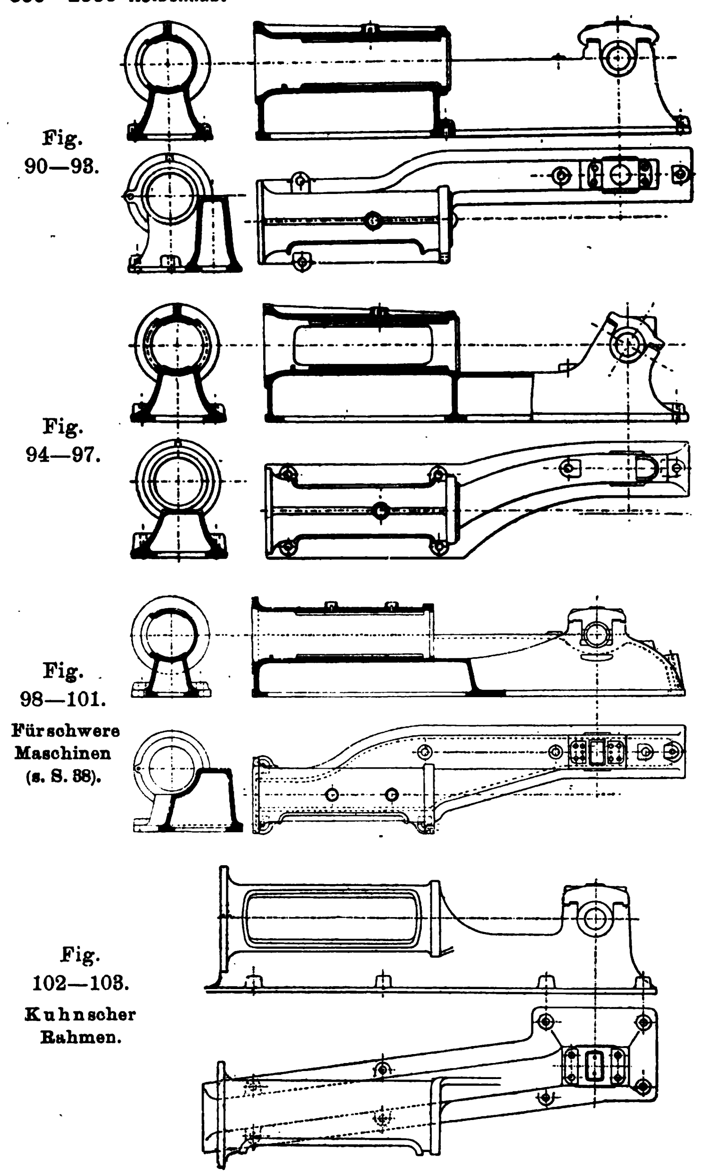


Fig. 90—93.

Fig. 94—97.

Fig. 98—101. **Für schwere Maschinen** (s. S. 38).

Fig. 102—103. **Kuhnscher Rahmen.**

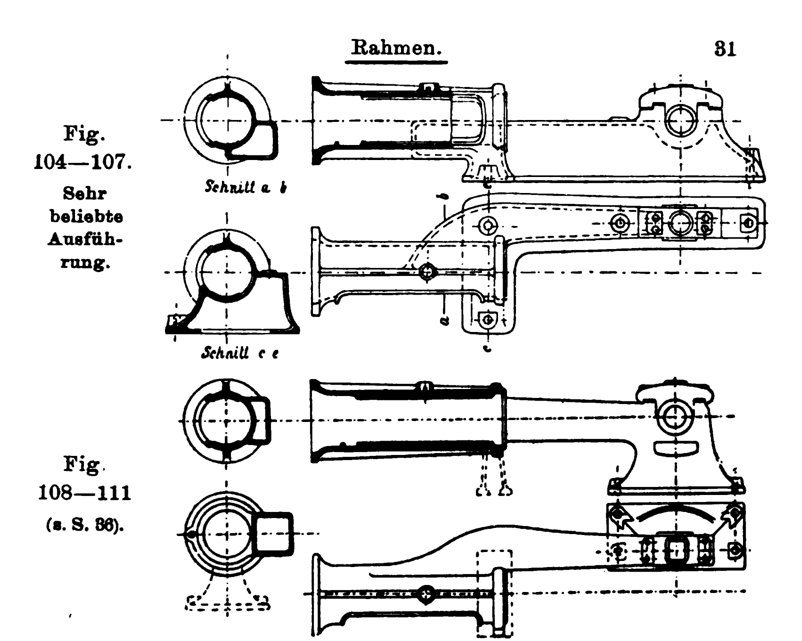


Fig. 104—107. **Sehr beliebte Ausführung.**

Fig. 108—111 (s. S. 86).

Bei dem sehr häufig ausgeführten freitragenden Bajonettrahmen (Fig. 108—111) empfiehlt es sich, für Maschinen von 700 Kolbenhub aufwärts, den punktiert angedeuteten **mittleren** Rahmenfuss anzuordnen.

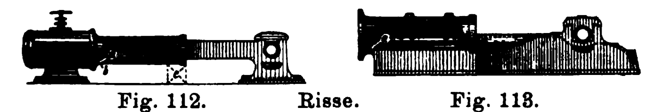


Fig. 112. Risse. Fig. 113.

Fig. 112. Eine Fördermaschine von etwa 1600 Kolbenhub in Herne zeigte am freitragenden Rahmen den mit *a* bezeichneten **Riss,** und konnte man eine **Durchbiegung der Führung** in der Mitte des Balkens beobachten. Der Riss wurde bei *b* abgebohrt und der Rahmen durch den gusseisernen Schuh *c* unterstützt, somit die Gefahr beseitigt.

Fig. 113. Rahmen einer Walzenzugmaschine von 1500 Hub (Mülheim). Der mit *a* bezeichnete **Riss** entstand nach dreimonatlichem Betriebe infolge **Gussspannungen,** weil der Rahmenflansch zu massiv konstruiert und der Übergang zur schwächeren Wandfläche ein fast plötzlicher war (vergleiche Seite 33 unten).

Beim **Ausbohren** der **Rundführung** lässt man den letzten Span nach der Cylinderseite zu auslaufen, weil dort durch die Wärme des Dampfcylinders während des Betriebes eine Ausdehnung stattfindet.

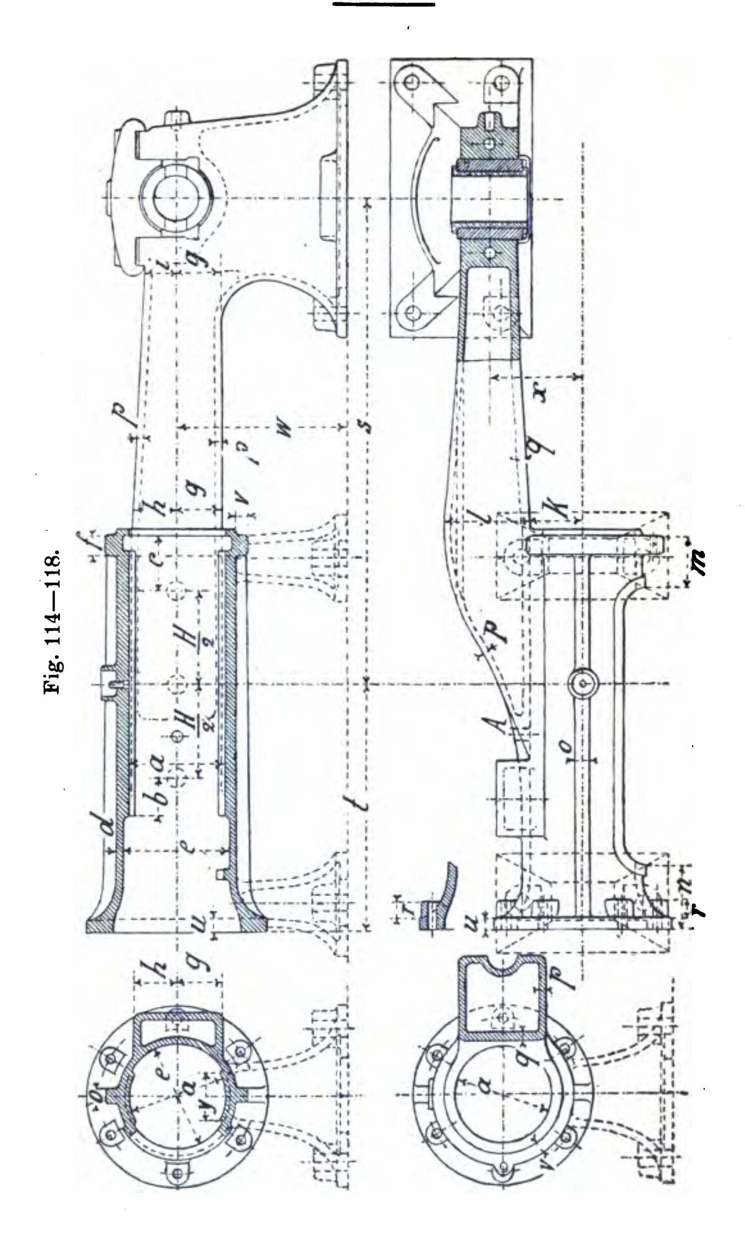


Fig. 114—118.

Der Rahmen. *Fig. 114—118.* Tabelle 25.

H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w	x	y
400	**250**	220	90	120	15	240	50	100	90	55	120	185	125	140	30	18	22	40	1050	580	30	22	370	230	110
500	**300**	260	105	142	17	280	55	120	110	68	140	220	140	165	35	19	23	45	1280	675	33	28	450	270	125
600	**350**	300	120	162	18	325	60	140	130	82	160	250	160	190	40	20	25	50	1530	755	36	35	500	310	155
700	**400**	340	135	184	20	365	65	160	150	96	180	290	175	205	45	21	26	55	1780	849	40	40	550	350	180
800	**450**	380	150	200	21	410	70	180	170	110	200	320	195	220	50	22	27	60	2000	931	43	45	600	390	200
900	**500**	430	160	220	22	460	75	200	185	125	230	360	210	240	55	23	28	70	2250	1013	46	52	650	430	220
1000	**550**	480	175	240	23	510	80	220	210	140	250	390	230	260	60	24	30	80	2500	1130	50	57	700	470	240
1100	**600**	550	190	260	25	560	85	240	230	155	270	420	250	280	65	25	32	90	2750	1230	54	62	750	510	260
1200	**700**	610	205	280	27	600	90	270	260	170	290	450	270	300	70	27	35	100	3000	1340	58	67	800	550	280

A Öffnung ca. 30 (|) zum Herausschlagen des Kreuzkopfkeiles.

Zur Vermeidung von **Gussspannungen** (vergl. S. 31) ist bei grösseren Maschinen der Flansch auszusparen, Fig. 119.

Fig. 119.

Das Fenster für den Kreuzkopf ist mit einer Parabel von 1 : 3 Axenverhältnis zu begrenzen, Fig. 120—122; die äussere Umfassung der Öffnung wird nach *A* oder *B* ausgeführt, in ersterem Falle ist die Fläche (15--30 breit) zu bearbeiten.

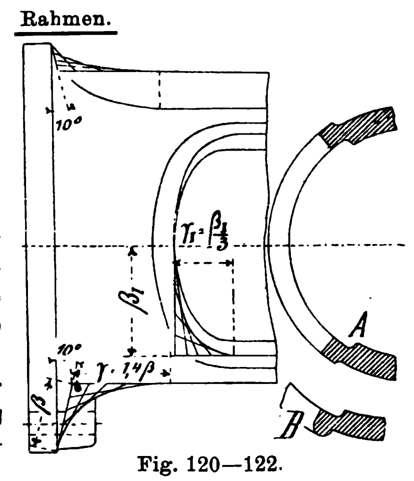


Fig. 120—122.

Fig. 120 zeigt ferner den **Anschluss der Rundführung an den Flansch** mittels Parabel.

Dem sehr häufig ausgeführten Rahmen Fig. 123 ist der in Fig. 124 dargestellte vorzuziehen.

Fig. 123 (geschmacklose Form).

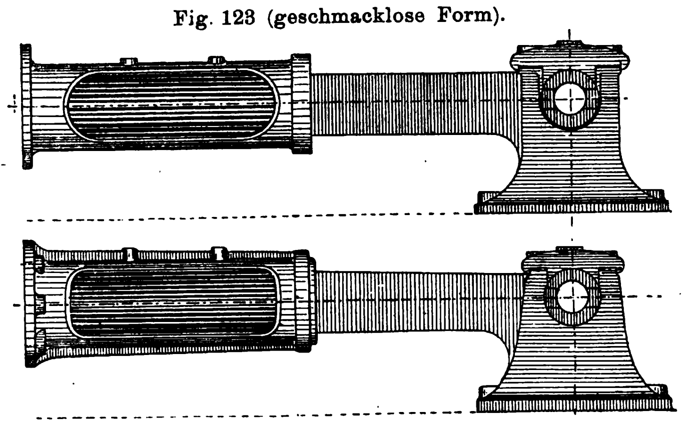


Fig. 124 (nach den Normalien).

Der **Balken**, die Verbindung zwischen Rundführung und Kurbelwellenlager, ist in Fig. 125 geradlinig begrenzt; die Herstellung des Modells ist dadurch etwas einfacher, die punktierten Kreise deuten die Öffnungen zum Herausholen des Lehmkernes nach dem Giessen an.

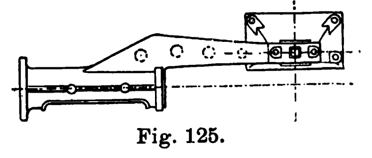


Fig. 125.

Der Rahmenfuss und der Ölfang.

Der Rahmenfuss bedarf genügend grosser **Berührungsfläche** mit dem Fundament, also q gross in Fig. 129, nicht etwa nach der punktierten Linie. Diese Figur zeigt gleichzeitig eine gute und beliebte Konstruktion, das Fundament g e g e n S c h m i e r ö l z u s c h ü t z e n.

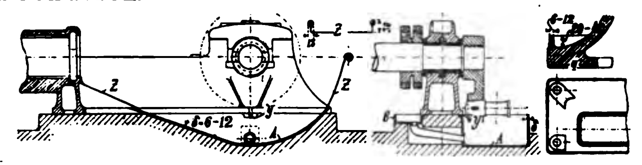


Fig. 126—128

A gusseiserner Trog als **Ölfang** für Kurbelseite.
B „ „ „ „ „ Excenterseite.
Z Zinkblech mit angelötetem Messingwulst.
y Nase am Rahmen zum Abtropfen des Öles.

Fig. 129—130.

Ölfang am Rahmen angegossen.

Vorderer Rahmenfuss. *Fig. 131.*

(Fuss des Kurbelwellenlagers Seite 50.)

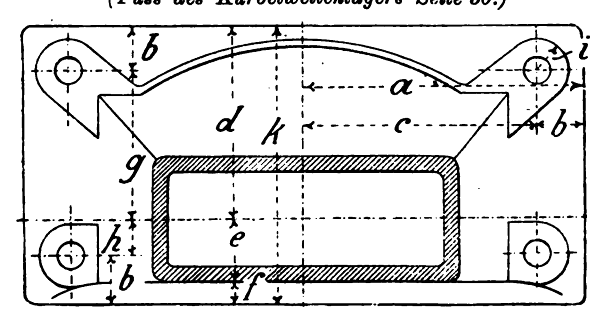
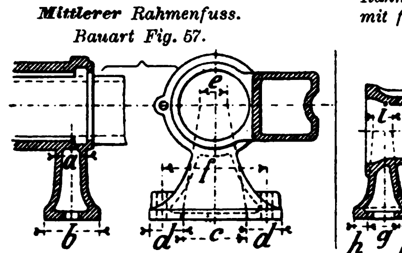


Tabelle 26.

Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*
400	**250**	330	50	280	230	72	28	180	50	40	330
500	**300**	385	60	325	262	85	33	202	58	45	380
600	**350**	445	65	380	296	97	37	231	69	50	430
700	**400**	500	70	430	330	110	45	260	85	55	485
800	**450**	540	70	470	365	123	47	295	100	55	535
900	**500**	595	80	515	398	134	58	318	112	60	590
1000	**550**	645	80	565	435	150	60	355	130	60	645
1100	**600**	700	90	610	475	165	65	385	140	65	705
1200	**700**	755	95	660	510	180	70	415	155	65	760

Rahmenfüsse. *Fig. 132—135 u. Tab. 27.*

Mittlerer Rahmenfuss.
Bauart Fig. 57.



Rahmenfuss für Maschinen mit freitragendem Cylinder.
Bauart Fig. 55.

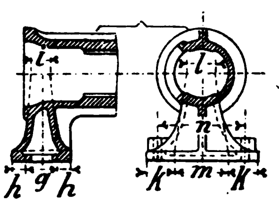


Tabelle 27.

Maschine		Mittlerer Rahmenfuss. Fig. 132—133.						Hinterer Rahmenfuss. Fig. 134—153.						
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*
400	*250*	—	—	—	—	—	—	*150*	*60*	*110*	*140*	*120*	*200*	*380*
500	*300*	—	—	—	—	—	—	*170*	*65*	*130*	*155*	*145*	*240*	*430*
600	*350*	—	—	—	—	—	—	*190*	*70*	*160*	*170*	*170*	*280*	*490*
700	*400*	*160*	*245*	*300*	*180*	*160*	*520*	—	—	—	—	—	—	—
800	*450*	*170*	*260*	*320*	*190*	*170*	*560*	—	—	—	—	—	—	—
900	[illegible]*00*	*180*	*275*	*340*	*200*	*180*	*580*	—	—	—	—	—	—	—
1000	*550*	*190*	*290*	*360*	*220*	*190*	*640*	—	—	—	—	—	—	—
1100	*600*	*200*	*305*	*380*	*240*	*200*	*690*	—	—	—	—	—	—	—
1200	*700*	*210*	*320*	*400*	*260*	*210*	*750*	—	—	—	—	—	—	—

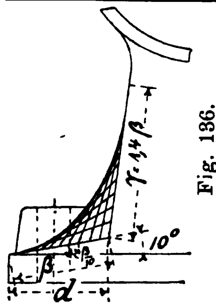


Fig. 136.

K l e i n e r e M a s c h i n e n, etwa bis 600 Hub, werden häufig mit freitragendem Dampfcylinder ausgeführt (Fig. 55), in diesem Falle erhält der Rahmen den in Fig. 134—135 dargestellten h i n t e r e n F u s s.

Von 700 Hub aufwärts empfiehlt es sich, den Rahmen in der Mitte zu unterstützen (Fig. 57), die seitliche Begrenzung ist mit Parabel, Fig. 136, durchzuführen.

Verschiedenes. *Fig. 137—148.*

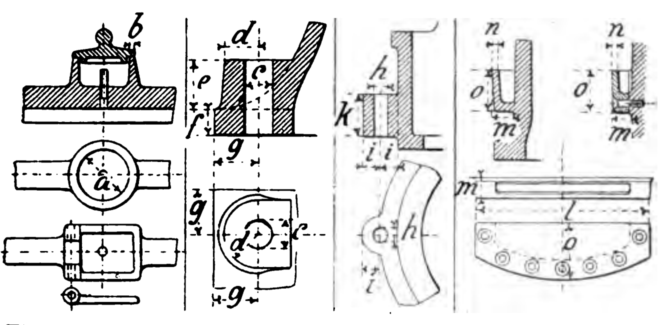


Fig. 137—140. 141—142. 143—144. 145—148.

Tabelle 28.

	Schmiergefäss der Rundführung. Fig. 137—140.			Nocken der Fundamentanker. Fig. 141—142.					Anschluss d. Schutzstange. Fig. 143—144.			Schmierfänger des Kurbellagers. Fig. 145—148.			
H	Zahl	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*
200	1	40	5	28	32	35	25	40	—	—	—	—	—	—	—
300	1	50	6	30	35	40	30	45	—	—	—	—	—	—	—
400	1	60	7	35	40	45	35	50	16	21	50	200	25	6	50
500	1	70	8	40	45	48	40	60	18	23	55	230	25	6	55
600	1	80	9	45	50	50	45	65	20	24	60	260	28	7	60
700	1	90	10	50	55	60	50	70	22	25	65	290	28	7	65
800	2	80	10	52	55	65	55	70	24	26	70	320	30	8	70
900	2	85	12	55	60	70	60	80	25	28	75	350	32	8	75
1000	2	90	12	55	60	75	65	80	26	30	80	380	35	8	80
1100	2	95	13	60	65	80	70	85	30	35	85	410	38	9	85
1200	2	100	13	60	65	85	75	85	30	35	85	440	40	9	90

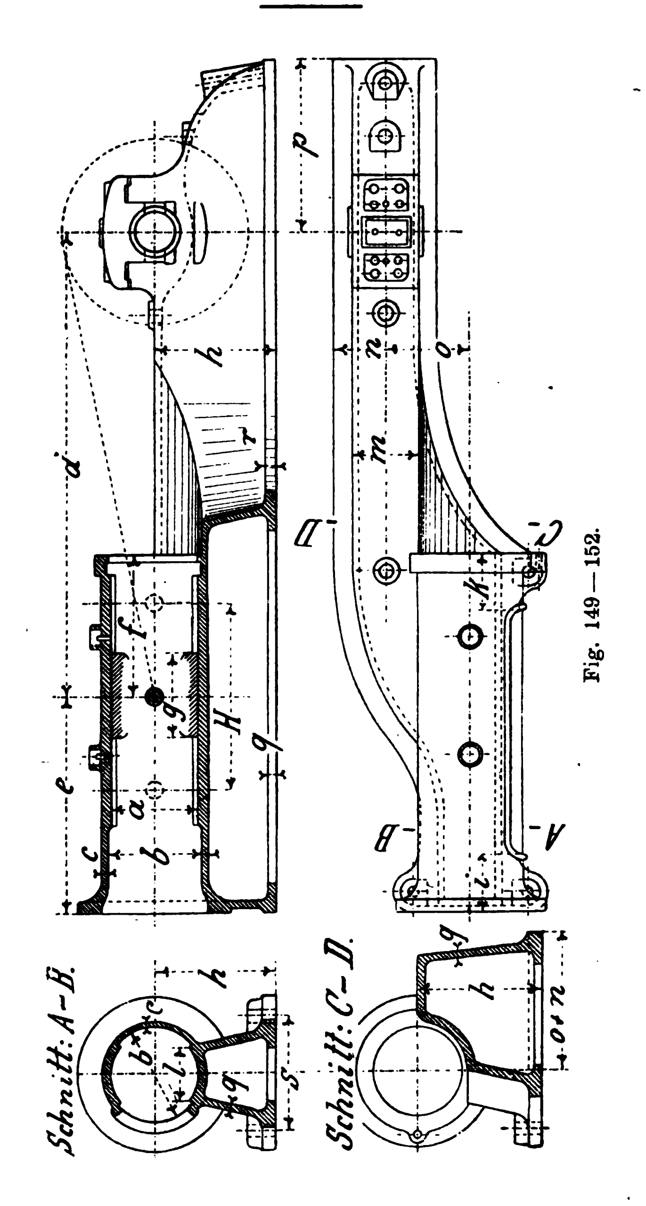


Fig. 149—152.

Rahmen ganz aufliegend mit Rundführung. Fig. 149—152.

Tabelle 29. mm.

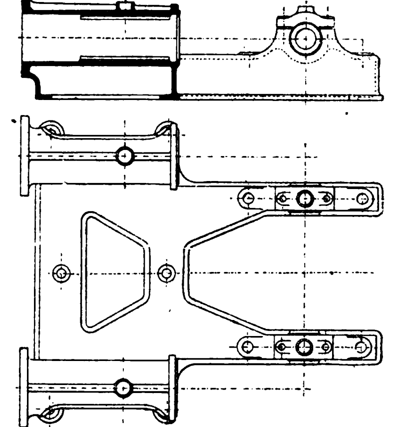
Maschine *H*	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*
400	250	220	240	15	1050	570	320	220	380	140	125	110	145	180	230	430	18	20	430
600	350	300	325	18	1530	750	480	300	470	190	160	155	200	220	310	600	20	25	490
800	450	380	410	21	2000	921	620	370	560	220	185	200	240	260	380	770	23	30	550
1000	550	480	510	23	2500	1115	760	440	650	260	210	240	300	300	480	940	26	35	625
1200	700	580	615	26	3000	1300	900	510	725	285	230	280	380	340	590	1110	28	40	700
1400	800	670	705	29	3500	1440	1050	680	800	310	250	320	440	380	680	1280	30	50	775
1600	900	770	810	32	4000	1570	1200	750	850	335	275	360	500	420	770	1450	32	60	850
1800	1000	860	900	34	4400	1690	1350	820	900	360	295	430	550	460	840	1720	34	70	925
2000	1100	960	1000	36	4800	1800	1500	900	1000	380	320	500	620	500	940	1800	36	80	1000

Die Rahmen von 1200 Hub aufwärts erh. 9—12 Fundamentanker. Die Dimensionen des Kurbellagers hierzu s. Tab. 32.

c. Rahmen für mehrcylindrige Maschinen.

Fig. 153—154. **Doppelrahmen** für Zweicylindermaschinen, Pumpen oder Luftkompressoren bis 400 Hub, der Durchmesser des Schwungrades kann jedoch nur ca. $3^1/_2$mal so gross als der Kurbelradius sein.

Im übrigen bieten die Doppelrahmen den Vorteil bequemer Montage.



Die hier gezeichnete direkte Schraubenstellung der Lager ist zwar billiger, aber nicht so gut als Keilstellung.

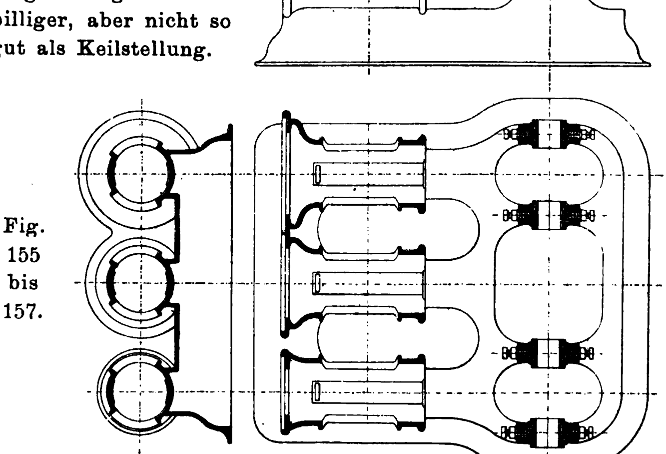


Fig. 155 bis 157.

Rahmen für **Dreifach-Expansionsmaschine,** 500 Hub: siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1888, S. 226.

d. Rahmen für stehende Maschinen.

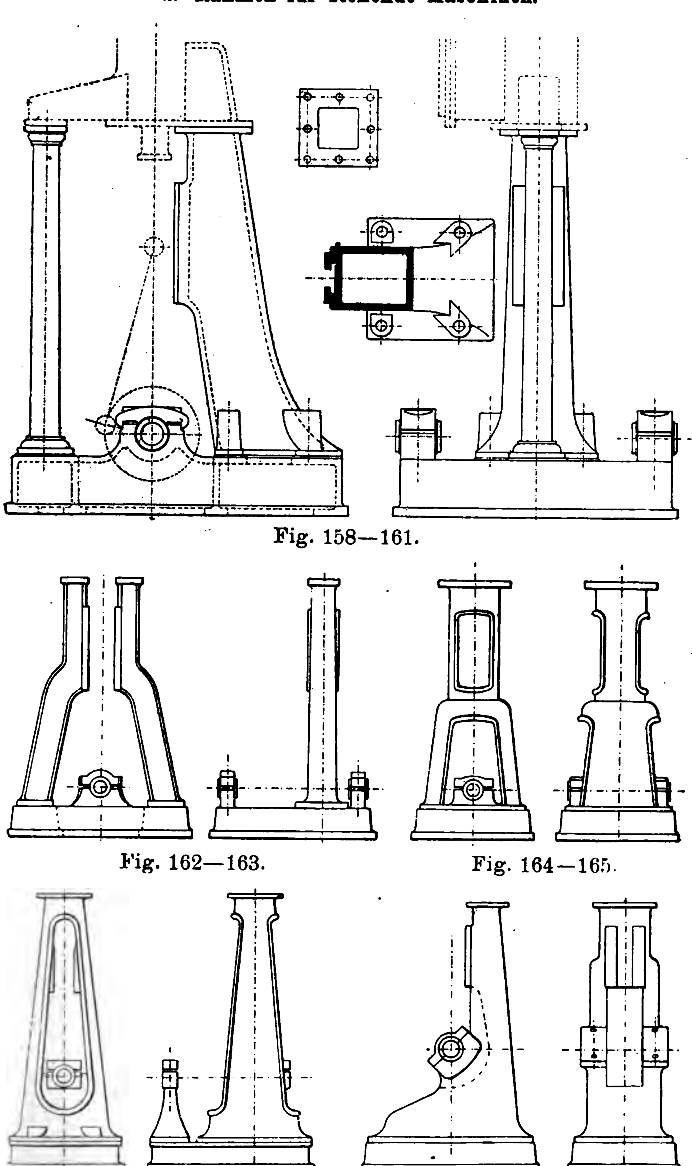


Fig. 158—161.

Fig. 162—163.

Fig. 164—165.

Fig. 166—167.

Fig. 168—169.

Rahmen für stehende Maschinen (Kreuzkopf hierzu Seite 83).

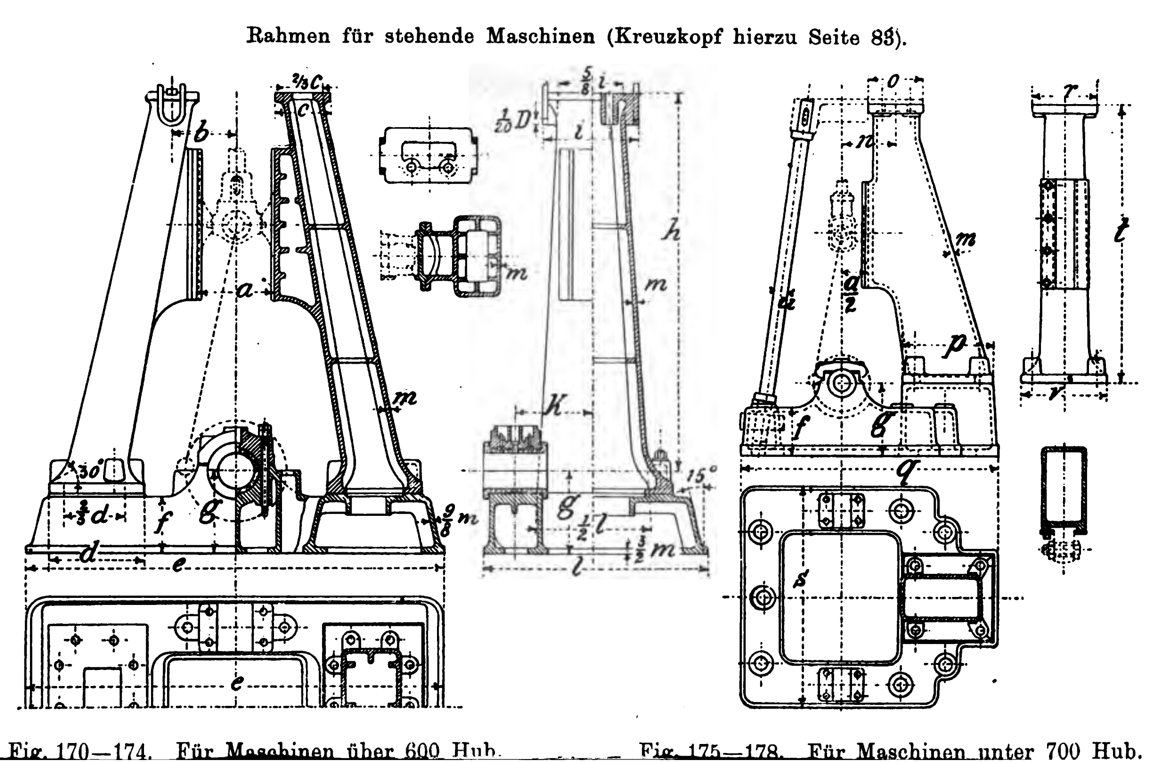


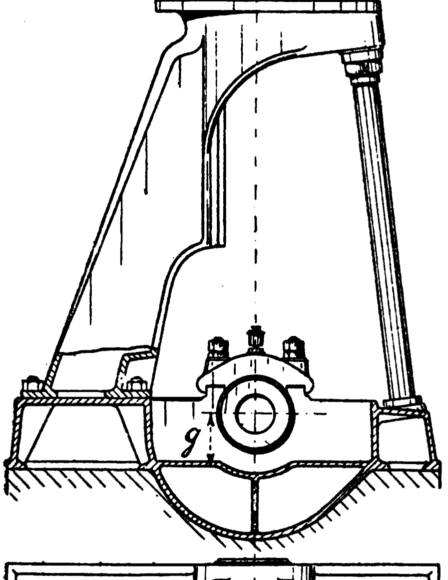
Fig. 170—174. Für Maschinen über 600 Hub.

Fig. 175—178. Für Maschinen unter 700 Hub.

Rahmen für stehende Maschinen.

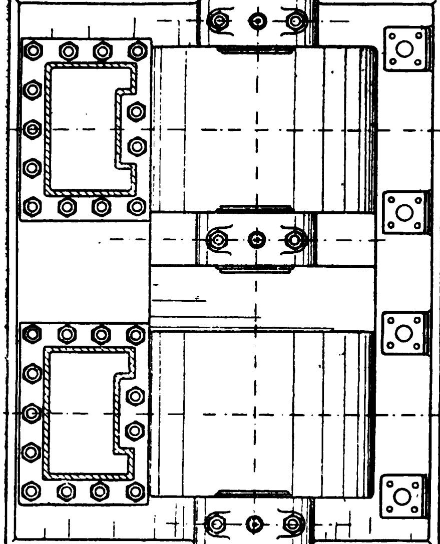
Tabelle 30 und Fig. 170—178.

H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	v	w
200	**150**	280	—	—	—	—	280	460	—	—	—	—	16	280	280	460	1220	305	1220	1070	405	
300	**250**	330	—	—	—	—	305	480	—	—	-	—	18	330	330	530	1530	380	1450	1530	510	
400	**350**	380	—	—	—	—	330	510	—	—	—	—	19	380	380	635	1830	460	1670	1990	610	
500	**450**	430	—	—	—	—	360	530	—	—	—	—	20	430	430	740	2140	535	1805	2440	710	
600	**550**	480	—	—	—	—	380	560	—	—	—	—	22	480	480	815	2140	610	2140	2900	815	
700	**650**	530	430	380	670	3050	405	585	2750	675	560	1630	24	—	—	—	—	—	—	—	—	
800	**750**	580	470	410	740	3350	445	635	3050	740	610	1780	25	—	—	—	—	—	—	—	—	
900	**900**	630	510	445	800	3700	480	685	3350	800	660	1930	27	—	—	—	—	—	—	—	—	
1000	**1000**	690	550	485	865	3950	520	740	3680	865	710	2080	29	—	—	—	—	—	—	—	—	
1100	**1100**	740	590	520	930	4270	560	790	3970	930	760	2235	30	—	—	—	—	—	—	—	—	



Stehende Maschinen baut man im allgemeinen so niedrig wie möglich. Es suchten deshalb einige Konstrukteure die Grösse *g* (Tabelle 30) möglichst herabzuziehen und gelangten in Bezug auf das Lagermittel zu der Konstruktion Fig. 179—180.

Hier ist die Entfernung zwischen Lagermittel und Sohlplatte nur etwa 0,6 derjenigen in Fig. 170—178 gezeichneten.



Nebenstehende Zeichnung giebt die Ausführung des Rahmens einer stehenden Dreifach-Expansionsmaschine:

Hochdruckcylinder 500 ⌀
Mitteldruckcylinder 750 ⌀
2 Niederdruckcylinder, je 900 ⌀

immer zwei Cylinder übereinanderstehend, wieder, welche im Kapitel ‚Verschiedene Maschinengattungen' näher beschrieben ist.

Fig. 179—180.
Rahmen für eine Maschine von 550 Hub.

Das Kurbelwellenlager.

Schalenmaterial: Rotguss, Gusseisen oder Stahlguss mit Weissgussfutter.

Kurbelwellenlager. Fig. 181—195.

Fig. 181—184. 2teilige Lager für kleine Maschinen.
„ 185—186. 3 „ „ „ mittlere „
„ 187—194. 4 „ „ „ mittlere u. grössere Masch.
„ 195 3teiliges Lager. Patent Siegel.

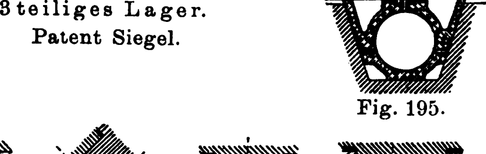


Fig. 195.

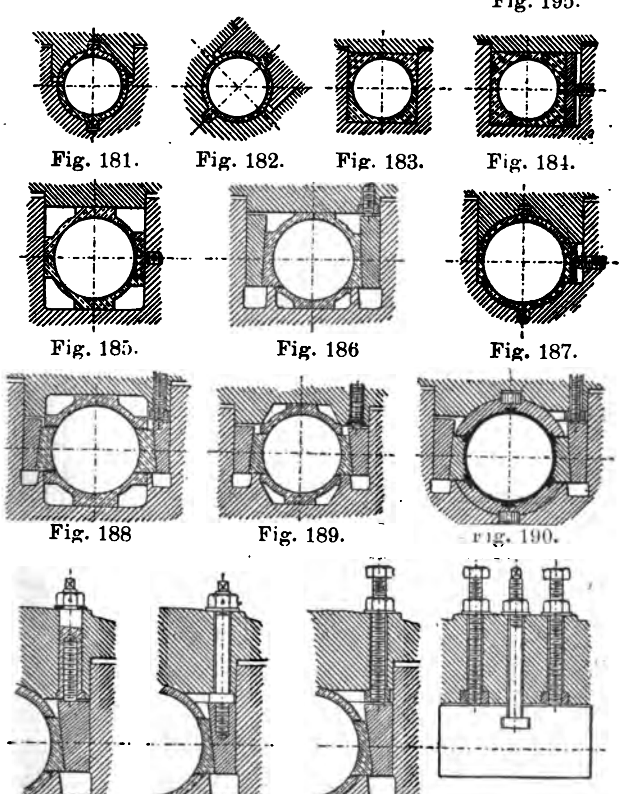


Fig. 181. Fig. 182. Fig. 183. Fig. 184.

Fig. 185. Fig. 186 Fig. 187.

Fig. 188 Fig. 189. Fig. 190.

Fig. 191. Fig. 192. Fig. 193—194.

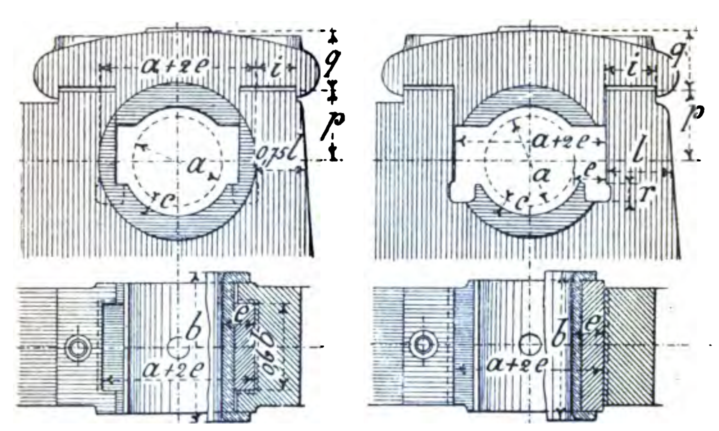


Fig. 196—197. Fig. 198—199.

Werte der Buchstaben Fig. 196—199 nach Tabelle 32.

Das Einpassen der **Stellkeile** ist in Konstruktion Fig. 196—197 etwas schwieriger als in Fig. 198—199, letztere hat jedoch den Nachteil, dass die Kragen der Schalen sehr gross sein müssen, wenn die Öffnung r verdeckt werden soll. Fig. 200 und 204 zeigen das sehr beliebte gusseiserne Lager mit **Weissgussfutter.** Lagerdeckel von leichterem Gewicht sind in Fig. 201 und 203 angedeutet, ebenso andere Anordnung der Stellkeile für die seitlichen Lagerschalen.

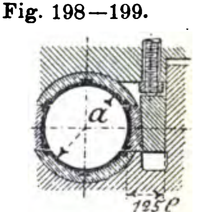


Fig. 200.

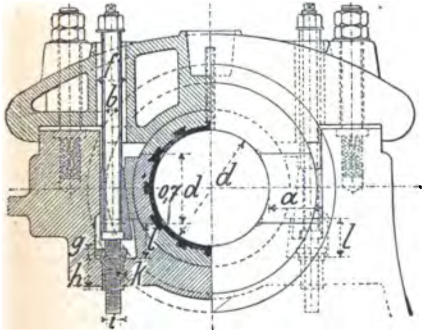


Fig. 204. Der Lagerdeckel kann abgehoben werden, ohne die Keilstellung zu verändern.

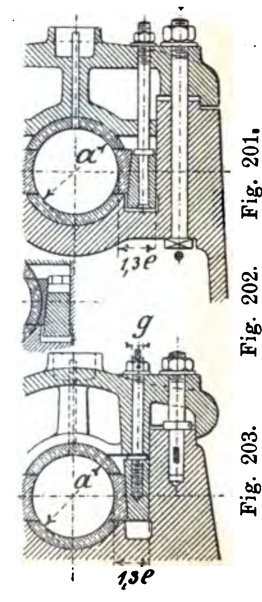
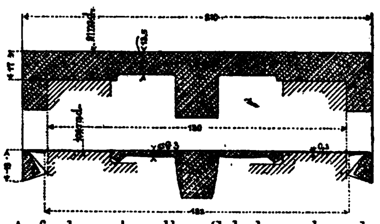


Fig. 201. Fig. 202. Fig. 203.

Besondere Sorgfalt verdient die **Konstruktion des Kurbelwellenlagers.**

Die Verstellbarkeit der mehrteiligen Lager durch Keile (direkte Schraubenstellung ist nicht so gut) in der Druckrichtung hat stets Vorteile, jedoch bewährt sich ein solches Lager bei unrichtiger Behandlung oder mangelhafter Ausführung schlechter als ein gewöhnliches zweiteiliges. Aus diesem Grunde (wohl mehr aus Sparsamkeitsrücksichten) werden von einigen Fabrikanten die Lager für Maschinen bis etwa 700 Hub **zweiteilig,** ohne Nachstellung, ausgeführt.

Aufnahme einer Kurbelwellenlagerschale im neuen Zustande.



Aufnahme derselben Schale nach mehrjährigem Betriebe.

Es ist darauf zu achten, dass die Schalen an der dem Lagerkörper zugedrehten Seite möglichst **ganz anliegen.**

Beistehende Fig. 205 bis 206 zeigen, wie sich das Material durchdrücken und zugleich in die Länge strecken kann.*)

Das Ausbohren der Lager.

Da besonders Bronzeschalen nach dem Warmwerden sich **schärfer krümmen** und dann an den **Teilstellen kneifen,** lässt man letztere überhaupt nicht anliegen, und bohrt deshalb zweiteilige Lager um 0,5 %, vierteilige um 0,8 % weiter als den Wellendurchmesser.

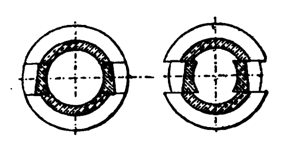


Fig. 207. Fig. 208.

Die Bearbeitung der Lagerschalen.

Nachdem die einzelnen Schalenteile gehobelt und zusammengelötet oder mit Stiften fixiert sind, werden dieselben ausgebohrt, der Kragen abgedreht Fig. 207, auseinandergenommen Fig. 208, zusammengelötet, aussen gedreht und in den Lagerrumpf eingepasst.

Die Mischung für Weissguss

wird nach *Kirchweger* zweckmässig:

Zuerst geschmolzen 9 1/2 Teile Kupfer; in das flüssige Kupfer kommen 13 Teile Antimon, darauf 59 Teile reinstes Zinn. Gut gemischt, ausgegossen und zerkleinert. Von dieser Mischung werden 27 Teile geschmolzen, dann 29 1/2 Teile reinstes Zinn zugesetzt, gut gemischt und in Barren gegossen.

---

*) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 931.

Das Warmlaufen der Lager

kann seine Ursache haben in der Konstruktion, der Ausführung, der Montage oder der Wartung.

Die erstere kann bestehen in:

1. **zu hohem Flächendruck** p ,
2. **zu hoher Umfangsgeschwindigkeit** des Zapfens bei gegebenem Flächendruck (pv zu gross),
3. **zu hoher Pressung** durch Kräfte, die infolge mangelhafter Konstruktion auftreten, z. B. federnde Welle,
4. **ungeeignetem Lagermaterial,**
5. **unzweckmässiger** Zuführung der **Schmiermittel,**
6. **Stössen.**

Es bezeichnen:

d Durchm. des Lagers in cm,
l Länge " " " "
n Umdrehungszahl pro Min.,
P Gesamtflächendruck in kg,
p Flächendruck pro qcm " "
v Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens in m pro Sec.,

so sei für **gewöhnliche Betriebsmaschinen**:

$$p \leqq 19; \; pv \leqq 18.$$

Die Zahlen bilden jedoch nicht die Grenze, bis zu welcher man gehen kann, sofern man für gutes Material, zweckmässige Konstruktion und aufmerksame Wartung sorgt, wie nachstehende Tabelle*) **ausgeführter** Maschinen, welche sämtlich längere Jahre in Betrieb sind, zeigt.

Tabelle 31. Kurbellager in Betrieb befindlicher Maschinen.

Cyl.-Dmtr	Hub		cm		kg		mkg	Lager-Metall	Art	Zweck
		n	d	l	P	p	pv		des Betriebes	
450	700	66	17	27,5	12800	27,4	16,2	Rg mit Wg	Seilbetrieb	Elect. Licht
600	1100	75	32	67	17000	8	10,1	Rg	"	Walzenzug
600 / 900	1050	60	22	36	20900	25,1	17,3	Wg	"	Müllerei
600 / 1000	1000	120	25	37	14000	15,1	23,6	Rg	"	Walzenzug
650	650	150 / 180	24,5	40	15800	16,1	24,8 / 37,2	Wg	dir. gekupp.	"
700	1000	100	26	42	22500	20,6	28	"	Seilbetrieb	"
800	1200	80	31	50	23700	15,3	19,9	Rg	dir. gekupp.	"
900	1350	80	36	58	35500	17,0	25,6	"	"	"
1250	1250	80 / 90	43,5	60	71000	27,2	49,5 / 55,7	Wg	"	"

*) S. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890, S. 932. (C. Kiesselbach.)

Die Schmierung des Lagers.

Sehr wichtig sind auch **gute Schmiervorrichtungen** sowie ausreichende **Schmiernuten**, und verdient das in Fig. 209—210 dargestellte Lager einer Walzenzugmaschine*) besondere Beachtung.

Die Schmierung geschieht hier für gewöhnlich mit **steifem Fett**, das durch 6 Kolben von Gasrohr, die dem Bedürfnis entsprechend beschwert werden können, in grosse Kammern gedrückt wird. Diese 4 Kammern sind an den Teilstellen der Schalen gebildet durch Aussparungen.

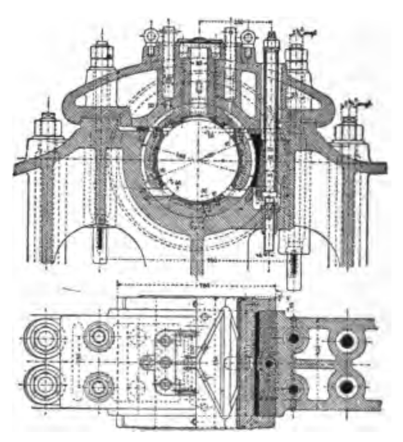


Fig. 209—210.
Hauptlager einer Walzenzugmaschine von $D = 1000$, $H = 1400$.

Durch die mittlere grosse Öffnung kann **Speck** (das bevorzugte Schmiermittel für alle Hüttenmaschinen) eingebracht werden. Seitliche Löcher dienen beim Einlaufen neuer Schalen der Ölzufuhr. Der Stellkeil für die stellbaren Lager hat die Form wie in Fig. 219.

Betreffs **Heisslaufen** des hinteren Lagers siehe auch unter „Walzenzugmaschine".

Wasserkühlung des Lagers.

Fig. 211 zeigt die Kühleinrichtung für das Hauptlager einer stehenden Maschine, indem der hohle Lagerdeckel an die Wasserleitung angeschlossen, und durch einen zweiten Hahn das Wasser die Hauptachse befeuchtet.

Durch eine Cementrinne im Flur wird das Wasser abgeführt.

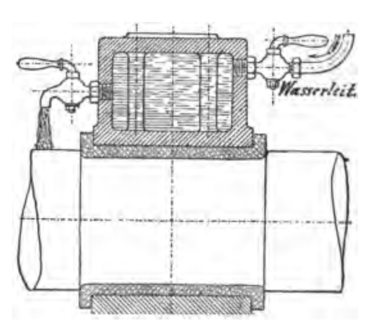


Fig. 211.

*) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, S. 938.

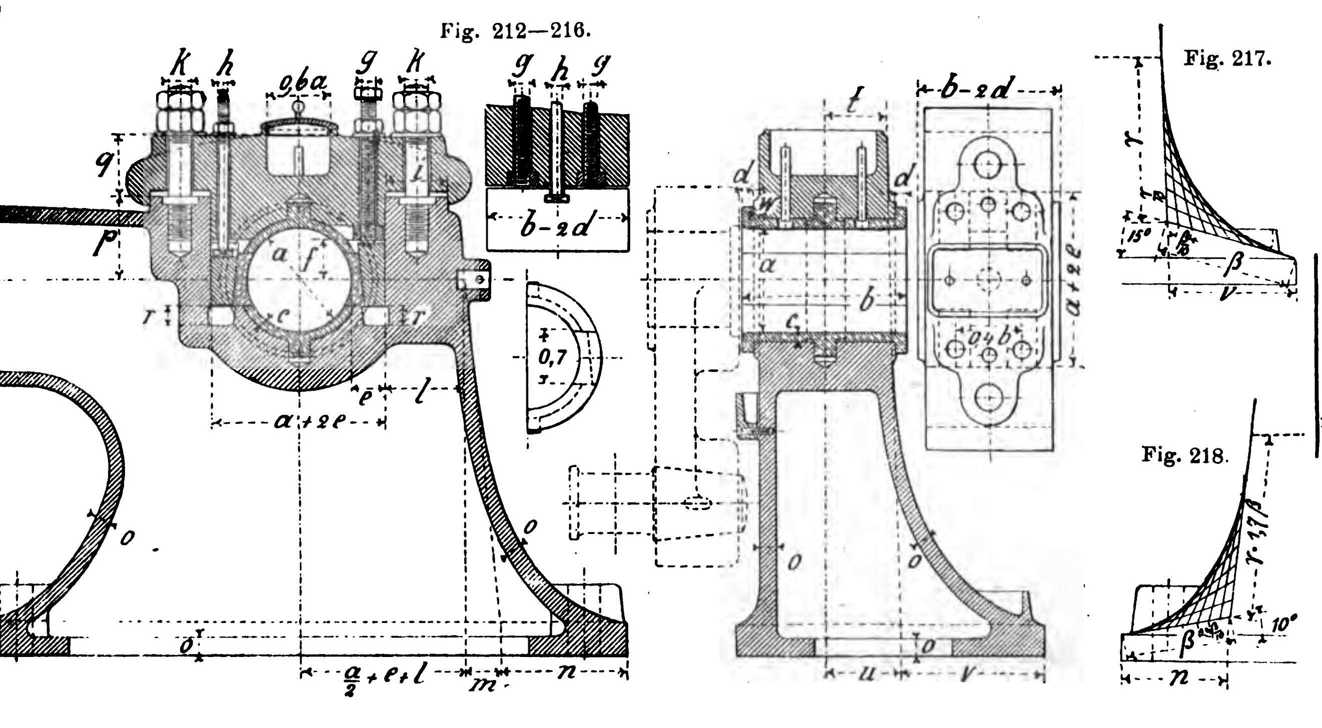


Fig. 212—216.

Fig. 217.

Fig. 218.

Man begnügt sich häufig damit, die Keilstellung nur auf **einer Seite** *anzuordnen.*

Das Kurbelwellenlager. *Fig. 211—218* Tabelle 32.

Grundriss des Rahmenfusses hierzu s. Seite 35.

Schrauben g dienen zum Hinunterdrücken der Keilstücke, Schraube h zum Fixieren der letzteren.

Maschine		Lagerschalen									Deckel-Schrauben														
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	Zahl	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*t*	*u*	*v*	*w*		
400	**250**	110	180	11	13	36	42	16	13	60	2	26	75	39	125	20	82	65	25	68	80	150	5		
500	**300**	130	210	12	15	40	50	16	13	70	2	29	90	45	145	22	100	75	30	78	92	170	5		
600	**350**	160	240	14	17	46	60	20	13	80	2	32	105	49	165	24	120	85	35	90	106	190	6		
700	**400**	175	270	15	18	46	70	20	13	90	2	32	120	56,5	190	26	140	95	40	105	120	210	7		
800	**450**	190	300	16	19	53	80	23	16	100	4	32	135	62	195	28	160	105	45	120	135	230	8		
900	**500**	220	330	19	22	58	90	23	16	115	4	36	150	67	210	30	180	115	50	130	148	250	9		
1000	**550**	250	370	21	25	61	100	23	16	130	4	36	170	72	217	32	195	125	55	145	160	275	10		
1100	**600**	280	420	23	28	65	110	26	20	145	4	39	190	77	228	34	210	135	60	160	175	300	11		
1200	**700**	310	470	25	30	70	120	26	20	160	4	39	205	82	243	36	220	145	65	175	190	320	12		

Vierteiliges Kurbellager*) mit seitlicher Keilstellung.

Fig. 219—223 und Tabelle 33.

(Vergl. auch Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890, S. 930.)

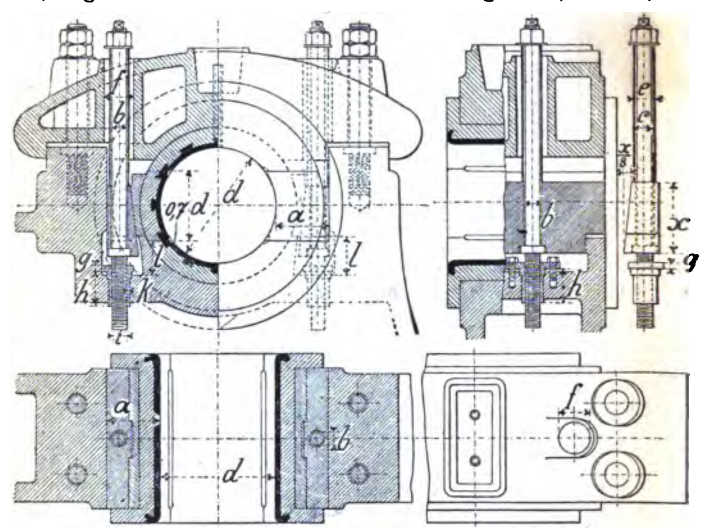


Tabelle 33.

d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l
180	90	23	26,4	33	45	10	55	23	5	60
190	95	24	26,4	33	48	10	58	24	5	65
200	100	25	34,6	42	50	10	60	25	6	70
220	105	26	34,6	42	55	12	65	26	7	75
240	110	28	34.6	42	60	12	70	28	8	80
260	120	30	34,6	42	65	12	75	30	9	85
280	130	32	40	48	70	13	80	32	10	90
300	140	34	40	48	75	13	85	34	11	95
320	150	36	40	48	80	13	90	36	12	100
340	160	38	43	51	85	14	95	38	13	105
360	170	40	43	51	90	14	100	40	14	110
380	180	42	50	59	95	15	105	42	15	115
400	190	45	60	69	100	15	110	45	16	120

Der **Lagerdeckel** kann abgehoben werden, ohne die Keilstellung zu verändern.

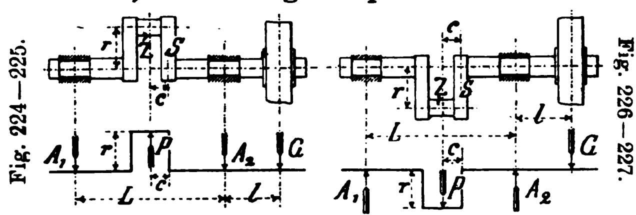
*) **Schalendimensionen** s. Abschnitt XV.

Die Kurbelachse.

A. Die gekröpfte Kurbelwelle.

Material: Schmiedeeisen, Stahl oder Gussstahl.
P sei der Druck auf den Kurbelzapfen in kg,
G das Schwungradgewicht in kg.

a) einfach gekröpfte Welle.



Man suche zuerst die überhaupt eintretenden **Maximal-Auflagerdrücke**, und führe der Sicherheit wegen diese in die Rechnung ein, obwohl dieselben zu gleicher Zeit (resp. in ein und derselben Kurbelstellung) nicht auftreten.

Es ist:

nach Fig. 224—225 $A_1 = \dfrac{P \cdot \frac{L}{2} + G \cdot l}{L} = \dfrac{P}{2} + G\dfrac{l}{L}$ . . . . (1)

" " 226—227 $A_2 = \dfrac{P \cdot \frac{L}{2} + G(L + l)}{L} = \dfrac{P}{2} + G + G\dfrac{l}{L}$. (2)

Für die Berechnung des **Schenkels** S denke man sich die rechte Seite von S aus festgeklemmt, so ist:

nach Fig. 226—227 I $\begin{cases} M_b = A_1\left(\frac{L}{2} + c\right) - Pc & (3) \\ M_d = o & (4) \end{cases}$

für 90° verdreht II $\begin{cases} M_b = Pr & (5) \\ M_d = A_1\left(\frac{L}{2} + c\right) - Pc & (6) \end{cases}$

Zur Querschnittsberechnung ist derjenige Wert einzuführen, welcher nach I oder II **das grösste** $(M_b)\,i$ ergiebt.

Für den **Zapfen** Z nehme man $\begin{cases} M_b = A_1\frac{L}{2} & (7) \\ M_d = o. \end{cases}$

Das **Lager bei** A_2 ist zu bestimmen nach $\begin{cases} M_b = Gl & (8) \\ M_d = Pr & (9) \end{cases}$

Das M_b und M_d ist zu einem **ideellen** Biegungsmoment $(M_b)\,i$ zu vereinigen, s. Abschnitt:

Beispiel: Für die Welle der Maschine 300 Hub (Seite 28, Fig. 82—86) ist bei 5 Atm. Überdruck:

$P = 1500$ kg, $G = 400$ kg,

also $A_1 = \dfrac{1500}{2} + 400 \cdot \dfrac{22}{75} = 867$ kg,

$A_2 = \dfrac{1500}{2} + 400 + 400 \cdot \dfrac{22}{75} = 1267$ kg,

für den Schenkel nach II $\begin{cases} M_b = 1500 \cdot 15 = 22500 \text{ cmkg}, \\ M_d = 867\,(37{,}5 + 7{,}5) - 1500 \cdot 7{,}5 = 27765 \text{ cmkg}, \end{cases}$

also $(M_b)i = 0{,}625 \cdot 22500 + 0{,}6 \cdot 27765$
$= 30721$ cmkg,
Schenkelquerschnitt 9 . 6 cm, kleinstes $W = 54$, folglich

$$k = \frac{30721}{54} = 569 \text{ kg pro qcm.}$$

Für Lager bei A_2

$(M_b)i = 0{,}625 \cdot 400 \cdot 22 + 0{,}6 \cdot 1500 \cdot 15 = 19000$ cmkg,

$$W = 41{,}4, \text{ also } k = \frac{19000}{41{,}4} = 459 \text{ kg pro qcm.}$$

Fig. 228—229.

Für Zapfen $Z M_b = 867 \cdot \frac{75}{2} = 32512$ cmkg, $W = 50{,}2$, also

$$k = \frac{32512}{50{,}2} = 648 \text{ kg pro qcm.}$$

b) doppelt gekröpfte Welle.

Auch hier sind **zuerst die Auflagedrücke** zu bestimmen; der einfachen Rechnung wegen nimmt man gewöhnlich die Kolbendrücke gleich gross an.

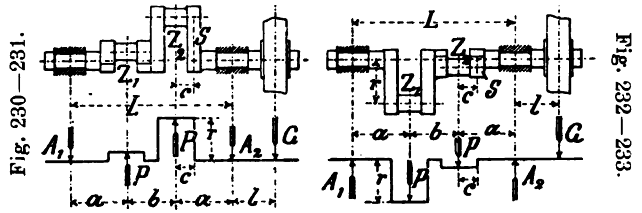


Fig. 230—231. Fig. 232—233.

Es ist:

nach Fig. 230—231 $$A_1 = \frac{Pa + P(a+b) + Gl}{L} = P + G\frac{l}{L} \quad (10)$$

„ „ 232—233

$$A_2 = \frac{Pa + P(a+b) + G(L+l)}{L} = P + G + G\frac{l}{L} \; . \; . \; . \; . \quad (11)$$

Die Bestimmung der drehenden und biegenden Momente für **Schenkel** S, **Zapfen** Z_2 und **Lager** bei A_2 geschieht in ähnlicher Weise wie auf voriger Seite entwickelt.

Herstellung der gekröpften Achsen.

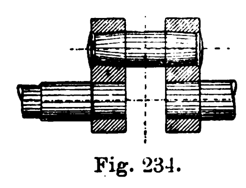


Fig. 234.

Bei den aus einem Stück geschmiedeten Wellen ist es fast eine Unmöglichkeit ohne spezielle Vorrichtung den Kurbelzapfen genau rund zu drehen; es empfiehlt sich deshalb das **Einnieten** des vorher gehärteten und geschliffenen Kurbelzapfens nach Fig. 234. Die Hauptlagerstellen werden erst nach dem Einnieten gedreht.

Grosse Schiffsmaschinen haben **hohle Wellen** aus komprimiertem Stahl (Withworth-System) wegen Gewichtsersparnis. Durchmesser der Höhlung 0,6 vom äusseren Durchmesser.

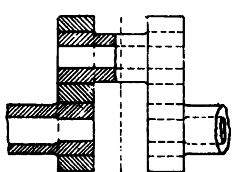


Fig. 235. Hohle Achse.

Die Schmierung der Kurbelzapfen gekröpfter Wellen.

Für **stehende Maschinen** häufig ausgeführte Schmiereinrichtungen sind aus den Holzschnitten Abschnitt X ersichtlich. Sehr zu empfehlen sind die in Fig. 236—239 dargestellten Vorrichtungen.

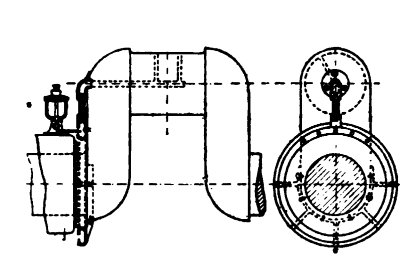


Fig. 236—237.
Schmierung gekröpfter Achsen.

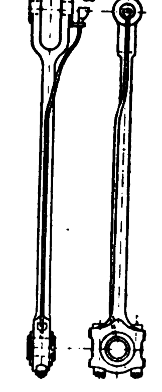


Fig. 238—239.

Fig. 236—237 zeigt eine Schmierung, wie sie bei **gekröpften Achsen** zur Verwendung gelangt. An dem einen Kurbelschenkel befestigt, also zwischen diesem und dem Lagerhals, befindet sich eine C förmige Rinne, in der das Schmieröl geleitet und von hieraus durch Kniestück und Schmierbohrung infolge der Schleuderkraft in den Kurbelzapfen getrieben wird.

Eine ebenfalls **für stehende Maschinen** sehr oft angewandte und gut funktionierende Schmiervorrichtung ist in Fig. 238—239 dargestellt. An der ganzen Länge der Treibstange ist ein Kupferrohr befestigt, welches an seinem oberen Ende mit trichterförmigem Ansatz versehen ist zur Aufnahme des Schmiermaterials, während es unten durch den Treibstangenkopf nach dem zu schmierenden Kurbelzapfen geht.

Die Schmierung der Kurbelzapfen mehrfach gekröpfter Wellen muss natürlich mit aller Vorsicht durchgebildet werden. Die Einrichtung muss so sein, dass einem jeden Zapfen für sich eine beliebige Menge Öl zugeführt werden kann. Es muss also für jeden Zapfen ein besonderes Schmiergefäss vorhanden sein, wie das auch später auf Seite 65 für den gewöhnlichen Kurbelfinger angedeutet wird. Eine gute Schmiervorrichtung dieser Art ist in umstehender Fig. 240 abgebildet und die Wirkungsweise leicht verständlich.

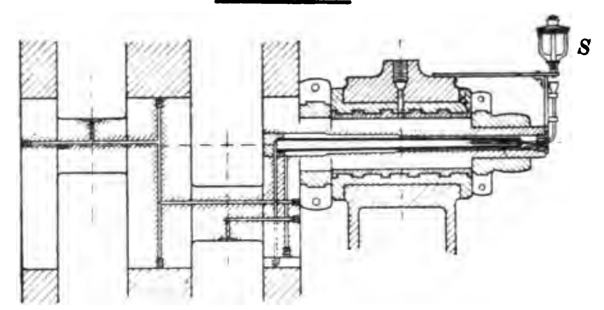


Fig. 240. Schmierung doppelt gekröpfter Wellen (2 Schmiergefässe *S*).

B. Die gerade Kurbelachse.

Der Lagerhals der Kurbelwelle.*)

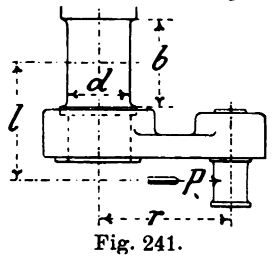


Fig. 241.

Material der Lagerschalen: Rotguss oder Gusseisen mit Weissgussfutter.

Es bezeichne in Fig. 241:

P den Kolbendruck in kg,

$M_b = Pl$ das Biegungsmoment in cmkg,

$M_d = Pr$ das Dehnungsmoment in cmkg,

k die Beanspruchung des Materials pro qcm,

so ist das **ideelle Biegungsmoment**, wenn, wie gewöhnlich, $M_b < M_d$:

$$(M_b)\, i = 0{,}625\, M_b + 0{,}6\, M_d = Wk \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Beispiel: Für Maschine $D = 40$ cm, $H = 70$ cm, $l = 35$ cm ist bei $p =$ 7 Atm., $P = 8600$ kg, also

$$(M_b)\, i = 0{,}625 \cdot 8600 \cdot 35 + 0{,}6 \cdot 8600 \cdot 35 = 368725 \text{ cmkg.}$$

Die Beanspruchung pro qcm, $k = 700$ kg genommen, ergiebt als Widerstandsmoment:

$$W = 0{,}1\, d^3 = \frac{368725}{700} = 526{,}75$$

$$d = \sim 17{,}5 \text{ cm.}$$

Der Schaft der Kurbelachse.

Material: Feinkorneisen oder Stahl.

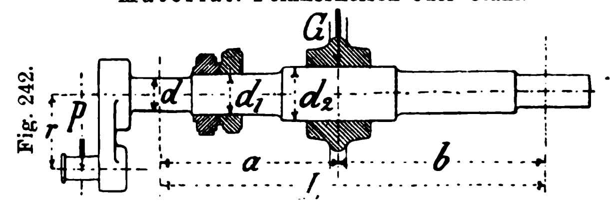


Fig. 242.

*) In Bezug auf das **Heisslaufen** beachte Seite 48.

Ist die Stärke d des Kurbelwellenlagers nach Seite 54 bestimmt, so nehme man Fig. 242:

$$d_1 = 1{,}15\, d;\ d_2 = 1{,}4\, d.$$

Unter normalen Verhältnissen beträgt dann die **Beanspruchung** bei d_2 ca. 200—400 kg pro qcm.

G sei das Gewicht des Schwungrades in kg, so ist das ideelle Biegungsmoment für d_2 wenn, wie gewöhnlich, $M_b < M_d$;

$$(M_b)\,i = Wk = 0{,}625\, G \frac{ab}{L} + 0{,}6\, Pr \quad . \ . \ . \quad (13)$$

Kurbelachse. *Fig. 243.*

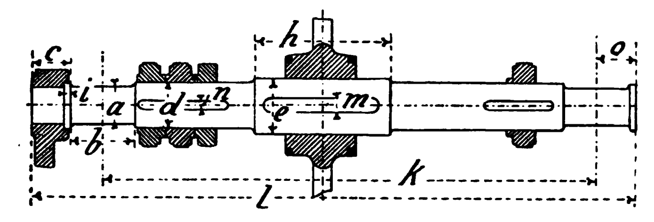


Tabelle 34.

Maschine.		Kurbellager.											
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*
400	250	110	180	98	130	130	—	5	1300	1593	36	16	105
500	300	130	210	126	150	150	—	6	1450	1804	43	16	123
600	350	160	240	145	185	210	500	8	1600	2007	50	18	142
700	400	175	270	165	200	235	600	10	1750	2208	55	18	158
800	450	190	300	182	215	265	700	12	1900	2407	65	20	175
900	500	220	330	202	250	300	800	13	2100	2662	70	20	195
1000	550	250	370	215	280	330	900	15	2300	2915	75	22	215
1100	600	280	420	230	310	360	1000	17	2500	3170	80	24	235
1200	700	310	470	245	340	390	1100	20	2700	3425	85	26	255

Den Sitz des Schwungrades s. Abschnitt IV.

Kurbel, Kurbelscheibe, Kurbelzapfen.

Fig. 244—256.

Fig. 244—250. Schmiedeeisen.

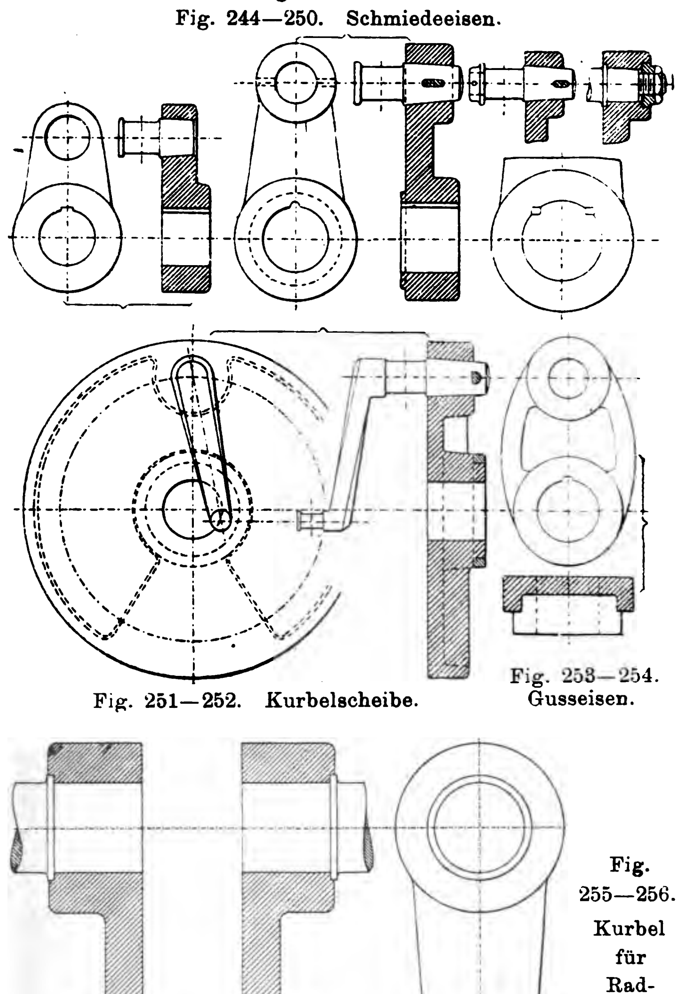


Fig. 251—252. Kurbelscheibe.

Fig. 253—254. Gusseisen.

Fig. 255—256. Kurbel für Raddampfer.

Die Kurbel.

Material: Schmiedeeisen oder Gusseisen.

Die Nabe der schmiedeeisernen Kurbel.

Nabenlänge $b = 0{,}9 - 1{,}3\,d$.

Nabendicke $w = 0{,}4 - 0{,}5\,d$.

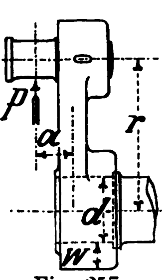


Fig. 257.

Der Schenkel wird auf **Biegung** und auf **Drehung** beansprucht: $M_b = Pr$; $M_d = Pa$.

Verjüngung nach dem Kurbelzapfen zu auf $^2/_3$.

Um das für lange Kurbeln mitunter **auftretende Federn** (Zittern) zu verhüten, ist der Schenkel stets kräftig zu konstruieren.

Die **Nabe** wird für einen **Schrumpf** von $^1/_{1000}$ bis $^1/_{2000}$ gebohrt, warm aufgezogen und mit einem oder zwei Keilen befestigt.

Der Kurbelzapfen.*)

Material: Stahl; Lager: Rotguss oder Weissguss.

d Durchmesser des Kurbelzapfens in cm,
b Länge des Kurbelzapfens in cm,
P Maximalkolbendruck in kg,

so ist:
$$M_b = P\frac{b}{2} = Wk = 0{,}1\,d^3 k \quad \ldots\ldots \quad (14)$$

Die Beanspruchung k kann $= 500 - 800$ kg pro qcm angenommen werden.

Um das **Warmlaufen** zu vermeiden, macht man den Kurbelzapfen gewöhnlich grösser, als es die Rechnung auf Festigkeit ergiebt.

Es sei wieder: $p = \frac{P}{db}$ der Flächendruck pro qcm in kg, $v = \frac{d\pi n}{100 \cdot 60}$ die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens in m pro Sek., so sei für **gewöhnliche Betriebsmaschinen**: $p \leq 80$, $vp \leq 32$; dass man auch hier bei besonders guter Ausführung höher geht, zeigt Tab. 37, Seite 67.

Die Befestigung des Kurbelzapfens

geschieht gewöhnlich mit **Konus** und **Keil** (s. Seite 58).

Die in Fig. 258 gewählte Lage des Kegels bietet **etwas mehr Sicherheit** gegen Lösen als die gebräuchliche umgekehrte. Neigung des Kegels 1 : 30, in das warme Auge mit einem Schrumpf von $^1/_{2000}$ des Durchm. eingesetzt.

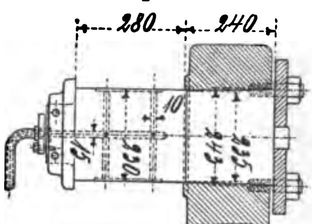


Fig 258.

*) S. auch Seite 65–67.

Neigung des Konus $^1/_{24}$ der Länge.

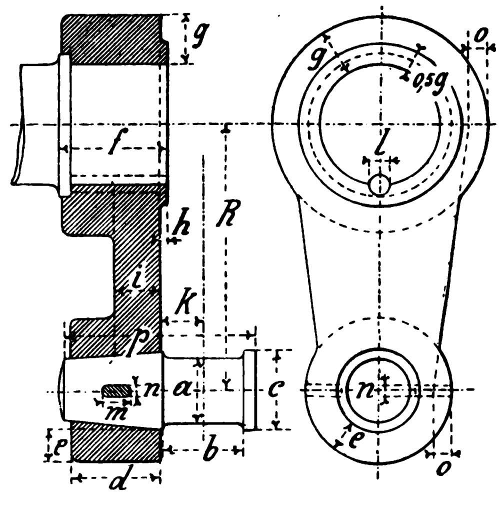


Fig. 259—260. Schmiedeeisen.

Fig. 261—263. Gusseisen.

Kurbel und Kurbelzapfen. *Fig. 259—263 u. Tabelle 35.*

Tabelle 35.

Maschine.			Schmiedeeiserne Kurbel. Fig. 259—260.															Gusseissen Fig. 261—263.			
H	*D*	*R*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*
400	**250**	200	65	80	80	80	30	98	50	—	45	42	20	26	10	20	175	50	40	30	30
500	**300**	250	70	90	90	100	35	126	58	9	50	48	22	30	11	22	205	58	45	33	35
600	**350**	300	80	105	100	110	40	145	65	10	55	55	25	34	12	24	235	66	50	36	40
700	**400**	350	95	115	115	120	45	165	73	10	65	60	28	38	14	26	255	75	55	40	45
800	**450**	400	105	130	125	130	50	182	80	10	75	68	30	42	16	28	280	—	—	—	—
900	**500**	450	120	145	145	145	55	202	88	12	85	75	32	45	18	30	315	—	—	—	—
1000	**550**	500	130	160	155	160	60	215	95	13	100	83	35	50	20	32	345	—	—	—	—
1100	**600**	550	145	180	165	175	65	230	105	15	115	93	40	55	23	34	380	—	—	—	—
1200	**700**	600	160	200	180	200	70	245	115	20	130	103	45	60	26	36	425	—	—	—	—

Kurbelscheibe. Fig. 264—266 u. Tabelle 36.

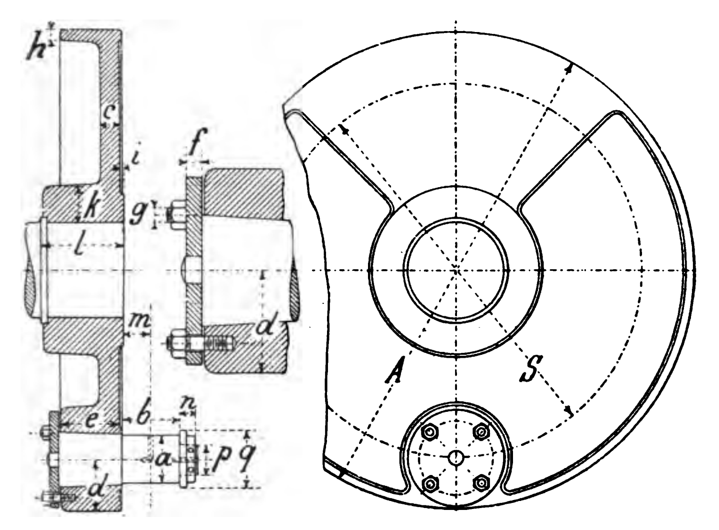


Fig. 264—266.

Tabelle 36.

Maschine			Zapfen						Schraub.									
H	*D*	*A*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	Zahl	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*p*	*q*
400	**250**	550	65	80	30	75	75	10	3	16	16	—	52	105	40	25	45	76
500	**300**	660	70	90	32	80	90	12	3	16	16	6	58	130	39	30	50	90
600	**350**	780	80	105	35	90	102	13	3	16	18	6	64	155	47	32	58	102
700	**400**	910	95	115	40	105	115	14	4	16	20	10	70	180	47	35	68	114
800	**450**	1030	105	130	45	115	125	16	4	16	22	10	76	190	55	40	75	130
900	**500**	1060	120	145	50	130	140	18	4	19	22	13	90	205	60	45	80	140
1000	**550**	1280	130	160	55	140	152	19	4	19	25	13	102	215	67	50	85	150

Die **Anwendung** von **Kurbelscheiben** (Fig. 264—266) an Stelle der Kurbel ist weniger beliebt, weil bei einem event. Schlag in der Maschine die Kurbelscheibe als Resonanzboden wirkt und den Schlag schlimmer erscheinen lässt.

Um jedoch die Vorteile des bequemen Ausbalancierens zu haben, empfiehlt sich die Konstruktion Fig. 267—270.

Das Ausbalancieren des Gewichtes

der Treibstange, Kurbel, Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf ist bosonders für schnellgehende Maschinen erwünscht, ebenso für Maschinen, welche **schnell umgesteuert** werden müssen, wie z. B. Schiffsmaschinen (beim Manöverieren), daher kein Schwungrad haben.

Es sei:

W das **Gewicht** der **Ausgleichmasse**,
R der Radius des Schwerpunktes,
W_2 Gewicht des **Kurbelzapfens** plus **halbes Treibstangengewicht**,
r **Radius** der Kurbel,
W_3 **Gewicht** von Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf s. Abschnitt IV, so ist:

für **Vertikalmaschinen:**

$$W_1 = W_2 \frac{r}{R}$$

für **Horizontalmaschinen:**

$$W_1 = 0{,}7\ (W_2 + W_3) \frac{r}{R}$$

bei **Lokomotiven** begnügt man sich mit:

$$W_1 = W_2 \frac{r}{R}$$

Die **Balanciermassen** sollen möglichst in derselben Ebene angebracht werden in welchen die Massen schwingen um **schädliche Drücke** zu vermeiden, also in der Ebene der Kurbel, wie in Fig. 267—270 gezeichnet.

Das Ausbalancieren durch Aussparungen im Schwungradkranz allein ist demnach unzulässig, doch kann durch Anbringung zweier Gegengewichte, in verschiedenen Vertikalebenen zwischen Kurbel und Endlager die Ausbalancierung erfolgreich vorgenommen werden. (Vergl. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, 1892).

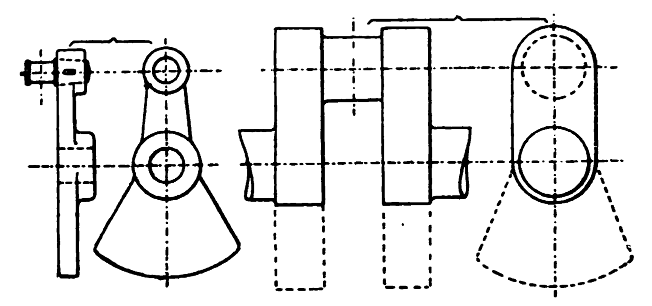


Fig. 267—270.
Ausbalancieren durch Anschmieden des Gegengewichtes.

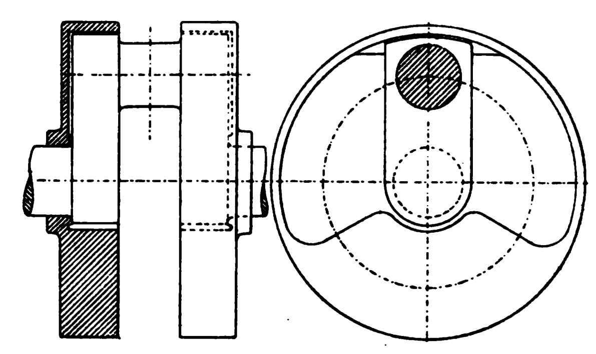


Fig. 271—272.
Ausbalancieren gekröpfter Achsen durch gusseiserne Scheibe.

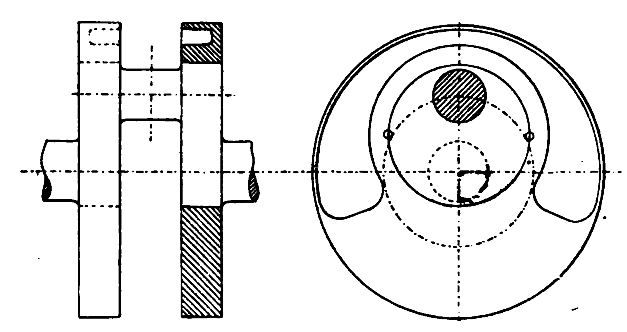


Fig. 273—274.
Ausbalancieren gekröpfter Achsen durch gusseiserne Scheibe.

Die Bearbeitung des Kurbelzapfens.

Von amerikanischen und einigen deutschen Fabrikanten wird der **Kurbelzapfen gehärtet** und auf der Poliermaschine **sauber geglättet,** es wird dadurch ein Kaltgehen desselben von Anfang des Betriebes an gewährleistet. Welche Unkosten dem Lieferanten und dem Empfänger durch heisslaufende Zapfen entstehen, ist ja bekannt, meistens ist **mangelhafte Bearbeitung** der Laufflächen schuld.

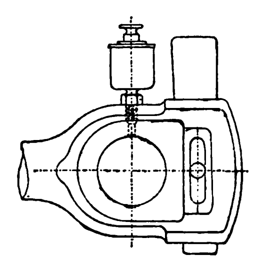


Fig. 275.

Die Schmierung der Kurbelzapfen.

Kleinere Maschinen erhalten auf den Treibstangenkopf einen **Selbstöler** (Fig. 275).

Schmiervorrichtung, während des Betriebes regulierbar, für flüssiges Öl.

Der **Schmierapparat** (Fig. 276) ist auf dem Geländer befestigt, und werden die in den Kopf *a* fallenden Öltropfen durch die **Centrifugalkraft** nach dem Kurbelzapfen getrieben.

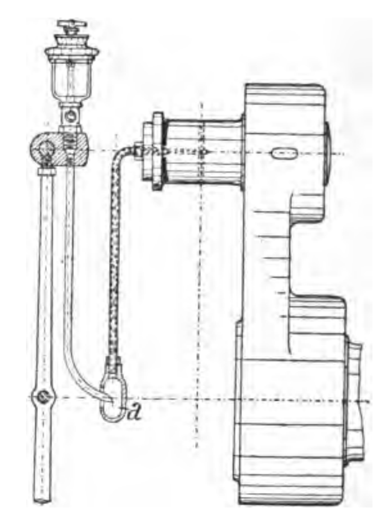


Fig. 276.

Man kann auch bei Bedarf mit der Ölkanne das Öl direkt in den Kopf *a* giessen.

Fig. 277—279 zeigen zwei Einrichtungen für **konsistentes Fett,** auch hier kann während des Betriebes von Hand das Schmiermaterial nachgedrückt werden.

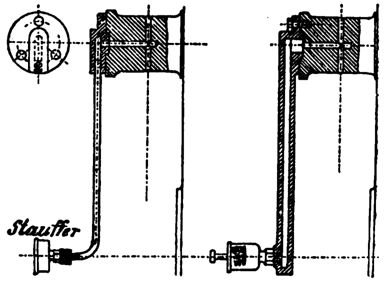


Fig. 277—279.

Handelt es sich darum, zwei nebeneinander liegende Zapfen (wie dies z. B. der Fall ist, wenn bei Kondensationsmaschinen die Luftpumpe vom verlängerten Kurbelzapfen aus angetrieben wird) zu schmieren, so empfiehlt sich die in Fig. 280—283 gezeichnete Vorrichtung.

Die beiden sichtbar öltropfenden Schmiergefässe $S\,S_1$ führen das Öl durch die Schmierröhrchen $r\,r_1$ in den Doppelkopf a, von wo aus die Ölmengen getrennt an die Zapfen Z und z gelangen. Durch Beobachtung des Schmiertopfes S kann man sich leicht überzeugen, ob dem Zapfen Z genügend Öl zugeführt

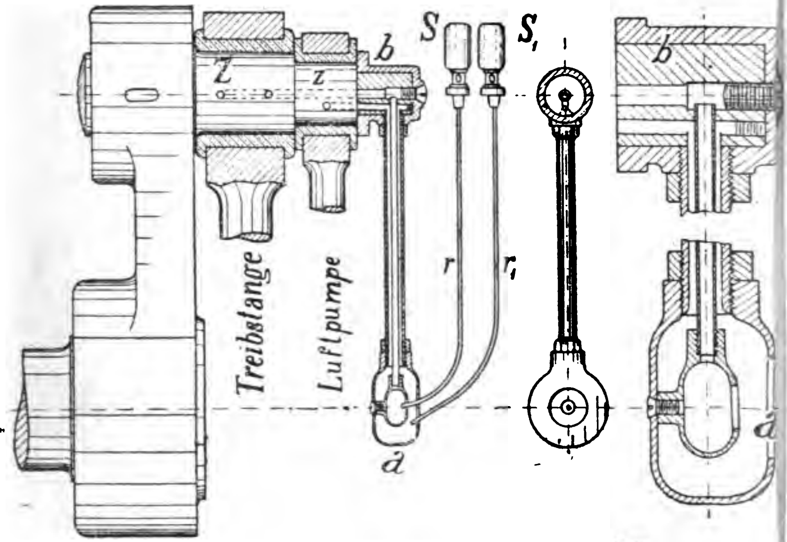


Fig. 280—283. Schmierung der Doppelzapfen.

wird, während am sichtbaren Öltropfer S_1 die Menge Schmieröl für den Zapfen z zu erkennen ist. Alles Übrige geht ohne weiteres aus der Figur hervor.

Die Haube b fertigt man aus Gusseisen, den Kopf a aus Rotguss an.

Je höher die Belastung p des Zapfens pro qcm und je grösser das Produkt $v\,p$ (Seite 59) ist, mit desto grösserer Vorsicht muss die Schmiervorrichtung durchgebildet werden. Besonders gute Ausführung in Bezug auf Bearbeitung des Zapfens und der Schalen und eine gut durchdachte Schmiervorrichtung lassen unter Umständen eine viel grössere Belastung zu, wie aus nachstehender Tabelle 37 ersichtlich ist.

Tabelle 37. Kurbelzapfen im Betrieb befindlicher Maschinen.*)

Cyl. Dmtr.	Hub		cm		kg		mkg	Lager-Metall	Art	Zweck
		n	d	l	P	p	pv		des Betriebes	
450	700	66	11	12	10200	78	29,6	Wg mit Rtg-Rand	Seilbetrieb	Elekt.Licht
600	1100	75	21,5	33,0	14000	19,7	16,5	Rtg	"	Walzenzug
600/900	1050	60	15,5	15,5	17300	72	35,3	Wg	"	Müllerei
600/1000	1000	120	13	13	11200	66	54,1	Rtg	"	Walzenzug
650	650	150/180	15	16	12800	53,3	50,1/75,1	Wg	dir.gekupp	"
700	1000	100	16	17	18300	67,3	56,5	"	Seilbetrieb	"
800	1200	80	18	22	19000	48	36	Rtg	dir.gekupp.	"
900	1350	80	20	25	29600	59,2	49,7	"	"	"
1250	1250	80/90	25	28	58000	82,8	86,1/96,8	Wg	"	"

Die Treibstange.

a. Der Treibstangenkopf.

Wie bei den Kurbelwellenlagern, so muss hier ebenfalls Sorge getragen werden, dass die Schalen an den Teilstellen oben und unten an den Zapfen **nicht anliegen** (s. Fig. 330 und 333). Auch hier bohrt man die Schalen etwas weiter als der Zapfendurchmesser beträgt.

Wo grosse elastische Formveränderungen nicht zu vermeiden sind, können **Kugelzapfen**, bei denen der Zapfen cylindrisch, das **Lager jedoch als Kugel ausgebildet** ist, angewendet werden (Fig. 284—286).

Die Anwendung von **Zwischenlagen** zwischen den Lagerschalenhälften aus Bronze oder Messing (s. auch Fig. 332) ist bei allen Köpfen zu empfehlen, da durch solche ein **Nachfeilen der Zwischenlagen** stattfinden kann, ohne die Schalen aus dem Kopf zu nehmen.

Die **Deckelschrauben an Schiffsköpfen** sollen am glatten Bolzen etwas weniger Querschnitt haben als der Kerndurchmesser, damit die **stärkste Beanspruchung** nicht im Gewinde eintritt. (Fig. 284—286 u. 332.)

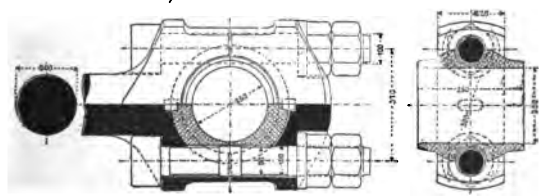


Fig. 284—286. Treibstangenkugellager einer Wasserhaltungsmaschine.

*) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, S. 952.

Treibstangenkeil mit Schraube anzuziehen.
Konicität $^1/_7$ der Länge.

Treibstangenkeil mit Hammer anzuziehen.
Konicität $^1/_{15}$ der Länge.

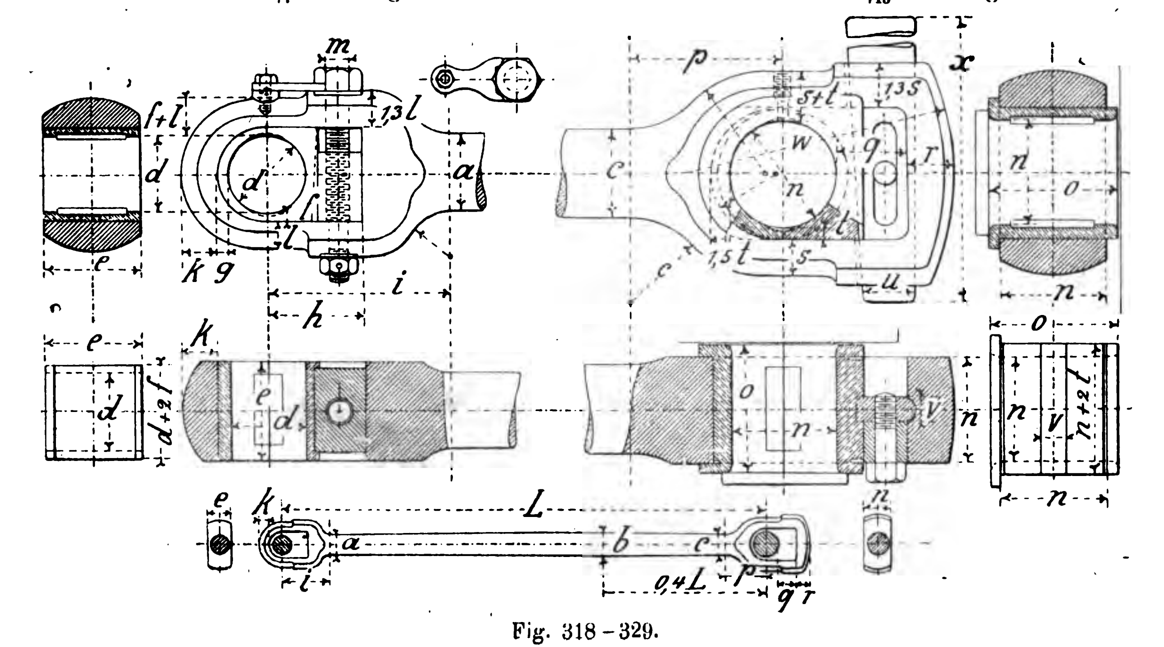


Fig. 318–329.

Treibstange. *Fig. 318—329.* *Tabelle 38.*

Maschine.			Schaft.			Kreuzkopfseite.									Kurbelseite.										
H	*D*	*L*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*	*x*
200	**150**	550	35	40	37	35	45	4	6	45	90	16	13	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	**200**	800	40	46	43	40	52	4	6	52	100	18	14	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	**250**	1050	45	55	52	50	70	5	8	65	135	24	20	13	65	80	95	45	30	24	7	32	20	225	200
500	**300**	1280	50	65	60	55	80	5	8	70	150	27	23	16	70	90	110	50	32	26	8	34	23	255	235
600	**350**	1530	55	73	65	65	90	6	9	80	170	30	25	16	80	105	125	55	35	30	9	36	26	290	270
700	**400**	1780	60	80	70	75	100	7	11	90	190	33	28	16	95	115	140	60	40	34	10	38	28	325	300
800	**450**	2000	70	90	80	85	110	8	12	100	210	36	30	16	105	130	155	65	42	36	11	41	32	360	335
900	**500**	2250	75	95	85	90	120	8	13	108	225	38	32	20	120	145	170	70	45	40	12	45	36	395	370
1000	**550**	2500	80	100	90	105	130	9	15	115	240	42	35	20	130	160	190	75	50	44	13	50	40	430	400
1100	**600**	2750	85	105	95	120	145	10	17	120	255	46	38	23	145	180	210	80	55	48	14	55	45	470	430
1200	**700**	3000	95	115	105	140	160	12	20	130	275	50	42	26	160	200	235	90	60	55	16	60	50	510	470

Treibstangenkeil mit Schraube anzuziehen. Konicität $^1/_7$ der Länge.

Treibstangenkeil mit Hammer anzuziehen. Konicität $^1/_{15}$ der Länge.

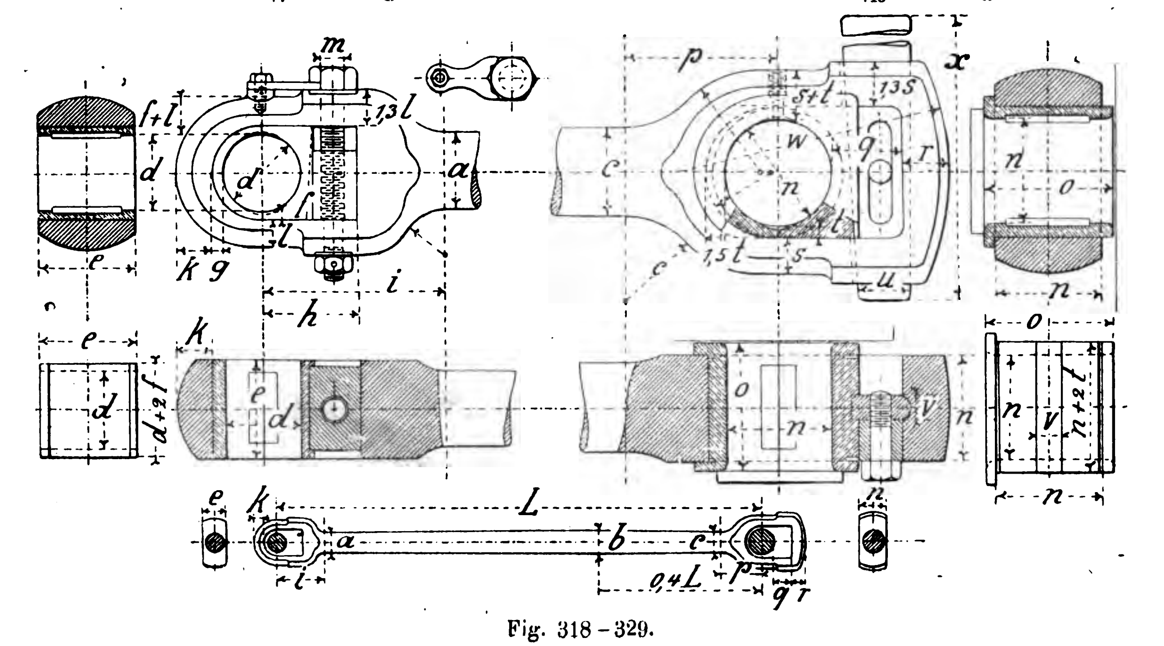


Fig. 318–329.

Treibstange. Fig. 318—329. *Tabelle 38.*

Maschine.		Schaft.				Kreuzkopfseite.									Kurbelseite.										
H	*D*	*L*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*	*x*
200	**150**	550	35	40	37	35	45	4	6	45	90	16	13	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	**200**	800	40	46	43	40	52	4	6	52	100	18	14	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	**250**	1050	45	55	52	50	70	5	8	65	135	24	20	13	65	80	95	45	30	24	7	32	20	225	200
500	**300**	1280	50	65	60	55	80	5	8	70	150	27	23	16	70	90	110	50	32	26	8	34	23	255	235
600	**350**	1530	55	73	65	65	90	6	9	80	170	30	25	16	80	105	125	55	35	30	9	36	26	290	270
700	**400**	1780	60	80	70	75	100	7	11	90	190	33	28	16	95	115	140	60	40	34	10	38	28	325	300
800	**450**	2000	70	90	80	85	110	8	12	100	210	36	30	16	105	130	155	65	42	36	11	41	32	360	335
900	**500**	2250	75	95	85	90	120	8	13	108	225	38	32	20	120	145	170	70	45	40	12	45	36	395	370
1000	**550**	2500	80	100	90	105	130	9	15	115	240	42	35	20	130	160	190	75	50	44	13	50	40	430	400
1100	**600**	2750	85	105	95	120	145	10	17	120	255	46	38	23	145	180	210	80	55	48	14	55	45	470	430
1200	**700**	3000	95	115	105	140	160	12	20	130	275	50	42	26	160	200	235	90	60	55	16	60	50	510	470

Offener Treibstangenkopf mit Kappe.

Fig. 330—331 u. Tab. 39.

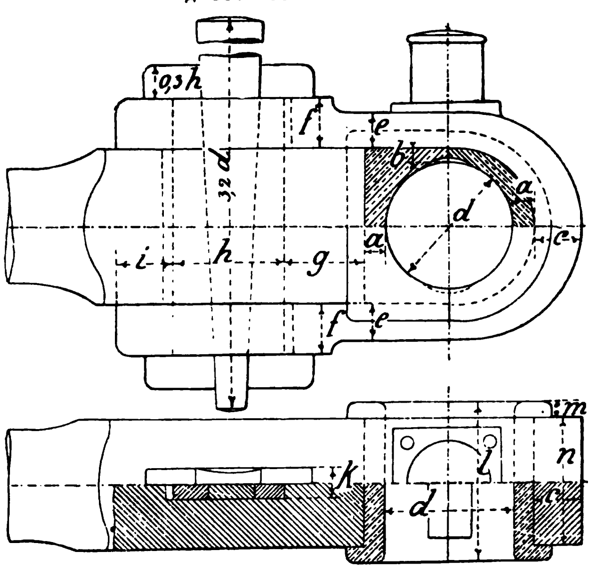


Tabelle 39. mm

Zapfen												
d	*l*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*m*	*n*
50	**65**	9	6	24	15	20	24	42	23	12	7,5	50
60	**75**	10	6	25	16	24	30	48	26	13	7,5	60
70	**85**	12	7	28	19	27	36	54	30	15	7,5	70
80	**100**	13	8	31	22	30	42	60	35	17	10	80
90	**115**	14	9	34	25	33	48	70	40	20	12.5	90
100	**130**	15	10	37	28	36	54	80	45	23	15	100
110	**140**	16	10	40	30	40	60	90	50	26	15	110
120	**150**	18	11	44	32	44	65	100	55	28	15	120
130	**165**	20	12	48	35	48	70	110	60	30	15	135
140	**180**	21	12	54	38	52	75	120	65	32	15	150
150	**190**	22	13	60	41	56	80	130	70	34	16	158
160	**205**	23	14	66	44	60	85	140	75	36	16	173
170	**220**	24	15	72	46	64	90	150	80	38	16	183
180	**230**	26	16	78	48	68	95	160	85	40	18	194
190	**240**	28	16	84	50	72	100	170	90	42	18	204
200	**250**	30	17	90	52	76	105	180	95	44	18	214

Offener Treibstangenkopf, sogen. Schiffskopf.

Fig. 332–334 u. Tab. 40.

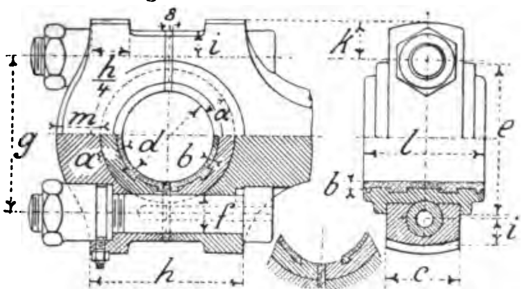


Tabelle 40. mm

Zapfen *d*	Zapfen *l*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*=*h*	*i*	*k*	*m*
50	**65**	16	4	50	110	28	110	18	28	30
60	**75**	16	5	55	120	30	120	20	30	34
70	**85**	18	5	60	125	32	130	23	35	38
80	**100**	18	5	70	140	36	145	27	40	42
90	**115**	20	5	80	155	40	162	29	43	46
100	**130**	20	6	85	170	44	180	32	47	50
110	**140**	22	6	95	185	48	195	37	52	55
120	**150**	22	6	100	195	52	210	42	57	60
130	**165**	24	7	110	215	56	230	42	60	65
140	**180**	26	7	120	230	60	245	45	65	70
150	**190**	28	7	125	240	65	260	50	70	75
160	**205**	30	8	135	260	70	280	52	72	80
180	**230**	32	8	150	290	80	315	57	80	90
200	**250**	35	8	170	310	85	345	67	90	100

Schraubensicherung hierzu s. Abschn. XV.

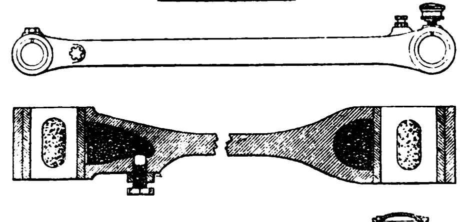
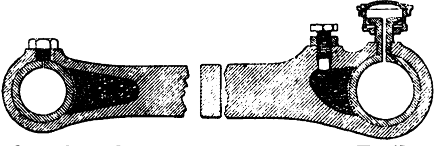


Fig. 337 a.



Das Nachstellen der Lagerschalen von Treibstangenköpfen mittels mechanischer Flüssigkeit ist beschrieben in Haeders Zeitschrift Nr. 20 1894.

Treibstangenköpfe
für Maschinen mit gekröpfter Kurbelwelle.

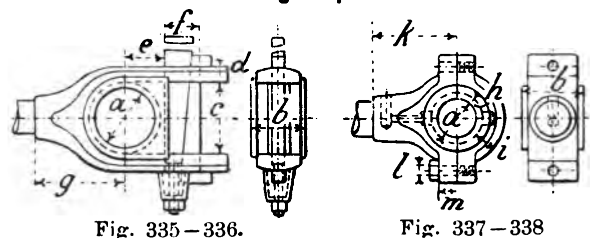


Fig. 335—336. Fig. 337—338

Maschine.		Treibstangenkopf Fig. 335—336.							Fig. 337—338.					
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*
200	**150**	70	80	85	20	45	45	110	7.5	28	120	16	30
300	**200**	80	90	95	22	50	50	120	7,5	30	130	20	35

Der Schaft der Treibstange

Material: Schmiedeeisen, Stahl oder Stahlguss.

Querschnitt des Schaftes **rund** oder flach (Fig. 339—340).

P Kolbendruck in kg,
l Länge der Treibstange in cm,
d Durchmesser des runden Schaftes in der Mitte in cm,
m Sicherheitsgrad (s. Tab. 42),
so ist:

$$d = 0{,}032 \sqrt[4]{m P l^2} \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Fig. 339—340.

Sicherheitsgrad *m*.

Tabelle 42.

Kolbengeschwindigkeit $c =$	1	2	3	4 m pro Sek.
Sicherheitsgrad $m =$	30	20	15	10

Bei Schiffsmaschinen und Lokomotiven findet sich häufig $m = 6$ bis 10.

Der Durchmesser der Treibstange am Kreuzkopfende wird 0,8 d, am Kurbelende 0,9 d.

Der **Schaft** wird meistens aus Schmiedeeisen hergestellt und erhält runden oder flachen Querschnitt (Fig. 339—340). Bei kleineren Maschinen findet man häufig I-Form (Fig. 350) in Stahlguss ausgeführt, auch in Schmiedeeisen gefräst wie z. B. bei Lokomotiven.

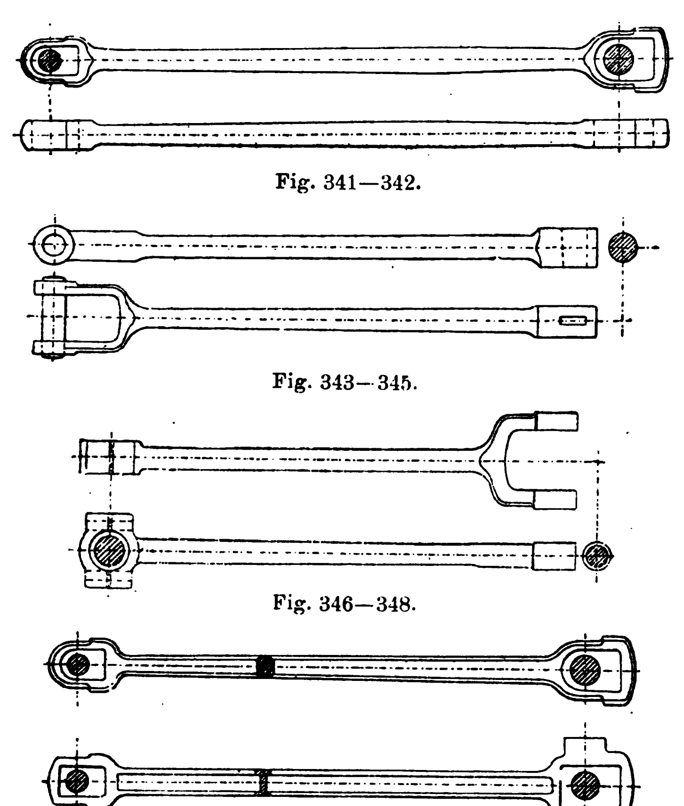


Fig. 341—342.

Fig. 343—345.

Fig. 346—348.

Fig. 349—350.

Die Form des runden Schaftes der Treibstange.

Die stärkste Stelle lege man etwa 0,4 L vom Kurbelzapfen entfernt, teile den Schaft in eine Anzahl gleicher Teile und bestimme zu einer nach beiden Seiten regelmässig verlaufenden Kurve die Durchmesser zu den betreffenden Teilpunkten.

Fig. 351. Schaft der Treibstange zu Maschine 250/400.

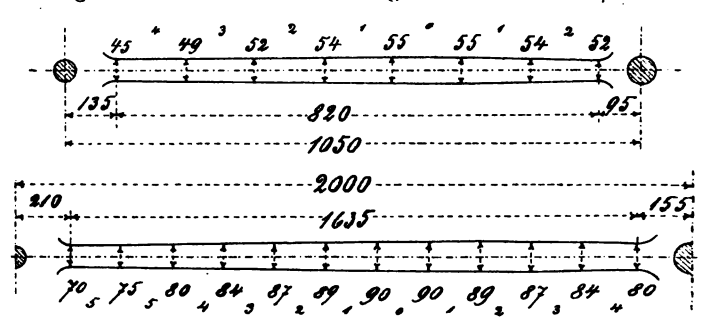


Fig. 352. Schaft der Treibstange zu Maschine 450/800.

Der flache Querschnitt der Treibstange.

Sind in Fig. 340 b und h die Breite und Höhe des flachen Querschnittes, so kann nach Tabelle 43 der runde Querschnitt in einen rechteckigen verwandelt werden.

Umwandlung des runden Querschnittes in den rechteckigen.

Nach Fig. 339—340.

Tabelle 43.

$h : b$	1,5	1.75	2	2,25	2,5
$b : d$	0,79	0,76	0,74	0,72	0,7
$h : d$	1,19	1,33	1,48	1,62	1,75

Beispiel: Eine Dampfmaschine hat $P = 7000$ kg Kolbendruck, die Treibstange ist $l = 180$ cm lang, die Kolbengeschwindigkeit $c = 2$ m pro Sec.

Für den **kreisförmigen** Querschnitt ergiebt sich:

$$d = 0.034 \sqrt[4]{20 \cdot 7000 \cdot 180^2} = 8{,}2 \text{ cm.}$$

Für den **rechteckigen** Querschnitt mit dem Verhältnis $h : b = 1{,}75$ ist nach Tabelle: $b : d = 0{,}76$, also

$$b = 0{,}76 \cdot 8{,}2 = 6{,}2 \text{ cm}, \quad h = 1{,}33 \cdot 8{,}2 = 10{,}9 \text{ cm.}$$

Der Kreuzkopf.

Material: Gusseisen, Schmiedeeisen oder Stahlguss; Gleitstücke fast ausschliesslich aus Gusseisen.

Flächendruck der Gleitfläche $k =$ ca. 2 bis 3 kg pro qcm, dann wird die **Gleitfläche** in qcm $F = 0{,}1$ bis $0{,}067\ P$ (P Kolbendruck) für gebräuchliche Treibstangenlängen.

G Gusseisen, *S* Schmiedeeisen.

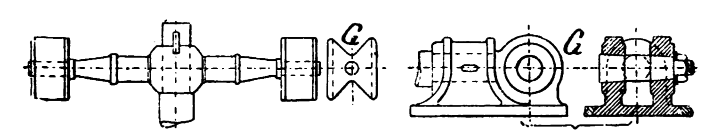


Fig. 353—354. Fig. 355—356.

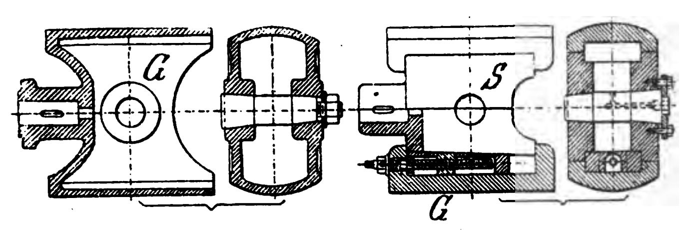


Fig. 357—358. Fig. 359—360.

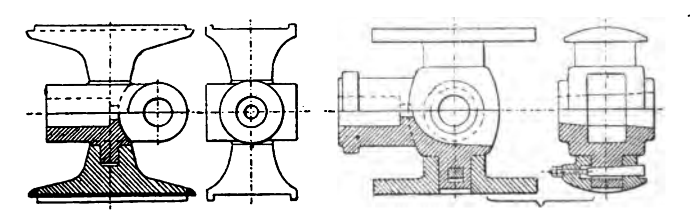


Fig. 361—362. Fig. 363—364.

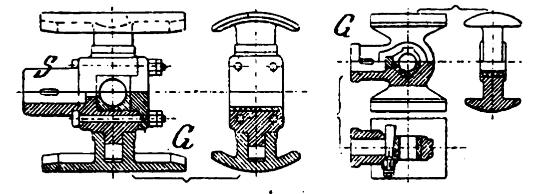


Fig. 365—366. Fig. 367—369.

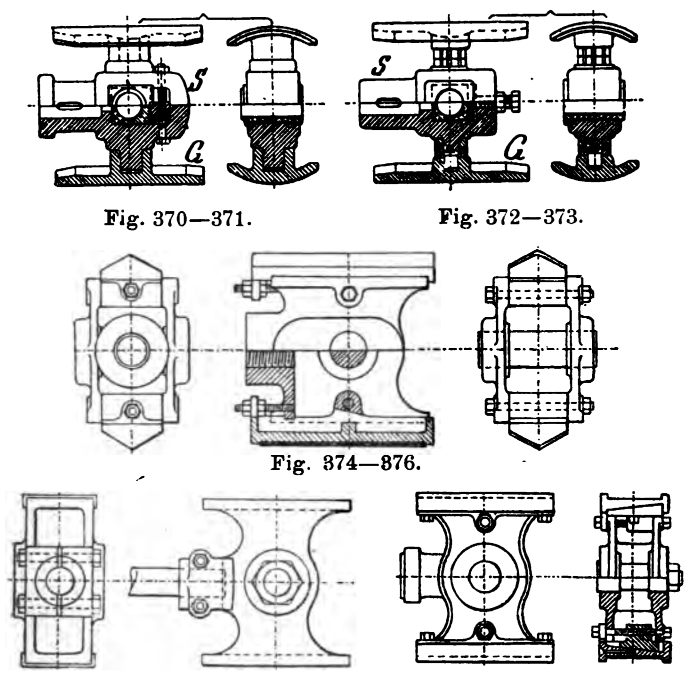


Fig. 370—371. Fig. 372—373.

Fig. 374—376.

Fig. 377—378. Amerik. Kreuzköpfe. Fig. 379—380.

Verbindung des Kreuzkopfes mit der Kolbenstange.

Die gebräuchlichste Befestigungsweise ist die Keilverbindung (Normalien s. Abschnitt XV), doch wird auch das Einschrauben der Kolbenstange in die Kreuzkopfnabe von renommierten Firmen häufig ausgeführt. In Amerika ist die in Fig. 377 dargestellte **Festklemmung** mit aufgeschlitzter Nabe beliebt.

Ölfang für Kreuzköpfe.

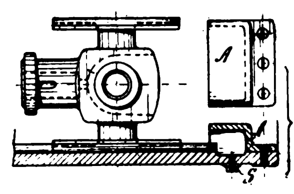


Fig. 381—382.
Ölfang für den Kreuzkopf.

Die Anwendung des Ölfängers *A* hat den Vorteil, dass das Öl am Ende der Geradführung nicht herausspritzt und der Kreuzkopf stets in Öl eintaucht. Das Öl muss selbstverständlich durch die Schraube *S* von Zeit zu Zeit abgelassen werden.

Die Schmierung der Kreuzkopfbolzen.

a. für horizontale Maschinen.

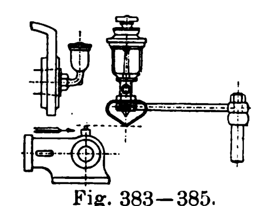


Fig. 383—385.
Kopf *a* besser in Rotguss.

Eine gute Schmierung des Kreuzkopfbolzens ist äusserst wichtig. Die Anbringung von Schmierbüchsen (Fig. 383 u. 414), welche nur während des Stillstandes der Maschinen gefüllt werden, vermeiden bessere Maschinenfabrikanten immer mehr und mehr.

Beim offenen Kreuzkopf ist die Einrichtung (Fig. 384—385) anzuwenden. Die aus dem Apparat fallenden Öltropfen werden am unteren Ende des Herzstückes gesammelt und durch Bürste dem Kreuzkopfbolzen zugeführt.

Für den **doppelseitigen Schlitten** ist eine etwas umständlichere Konstruktion erforderlich.

1. **Schmierung durch Bürste** wird ähnlich ausgeführt wie in Fig. 384—385 gezeichnet ist.
2. **Schmierung durch Posaunenrohr** (Fig. 386-389). Die Öltropfen gelangen aus dem Schmiergefäss *S* in das schwingende Posaunenrohr *P* und von diesem zu dem Kreuzkopfbolzen.

b. für vertikale Maschinen.

Die beste Ausführung zeigt Fig. 409. Durch das mit dem Schmiergefäss in Verbindung stehende Rohr *r* tropft das Öl in den Trichter *T* und gelangt von hier aus in den Kreuzkopf.

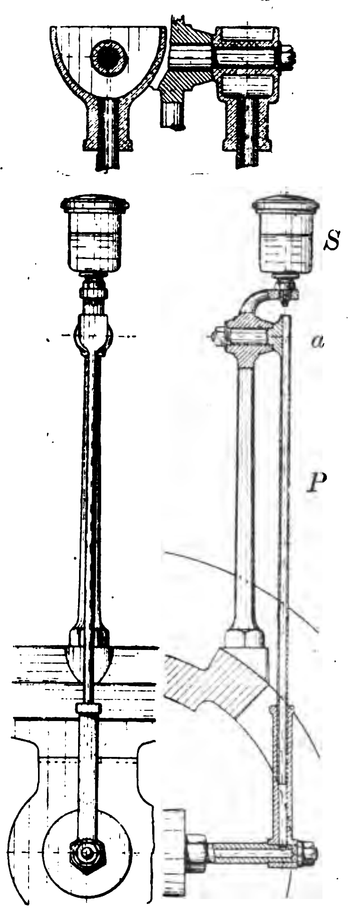


Fig. 386—389. Posaunenrohr.

Fig. 390 - 392.

Fig. 393 - 394.

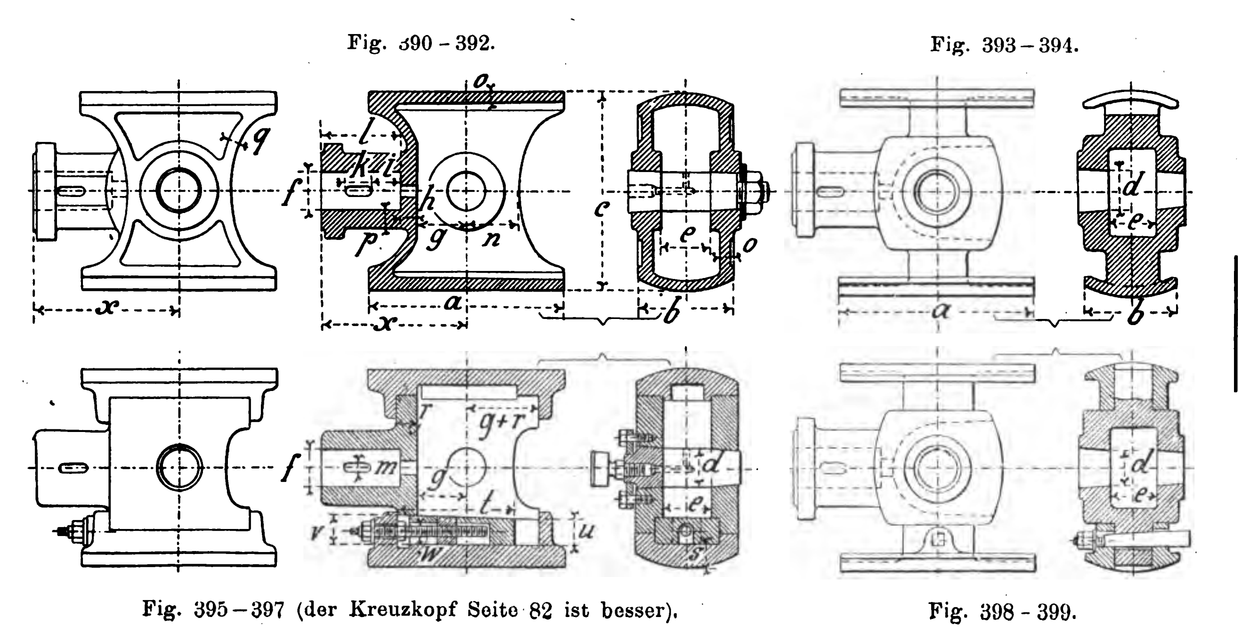


Fig. 395—397 (der Kreuzkopf Seite 82 ist besser).

Fig. 398 - 399.

Kreuzköpfe zum Rahmen mit Rundführung. *Tabelle 44.*

Maschine		Gusseisen (Fig. 390—392).																Schmiedeeisen mit gusseisern. Gleitstück (Fig. 395—397).						
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*	*x*
200	**150**	150	75	150	35	45	26	45	12	20	22	63	8	45	10	13	8	—	—	—	—	—	—	120
300	**200**	190	90	190	40	52	34	50	14	22	28	86	10	52	12	17	9	—	—	—	—	—	—	150
400	**250**	220	110	220	50	70	40	66	17	28	35	97	12	70	14	20	10	—	—	—	—	—	—	180
500	**300**	260	125	260	55	80	48	70	20	30	41	115	14	78	14	24	11	28	28	160	25	36	16	205
600	**350**	300	155	300	65	90	53	80	22	33	46	123	16	86	15	27	12	30	32	180	30	42	16	225
700	**400**	340	180	340	75	100	58	91	24	36	54	140	17	94	16	29	14	33	36	200	35	48	20	255
800	**450**	370	200	380	85	110	62	99	26	39	57	150	18	102	17	31	16	36	40	220	40	54	20	275
900	**500**	410	220	430	90	120	68	106	28	42	61	161	19	110	18	34	18	40	44	235	45	60	23	295
1000	**550**	440	240	480	105	130	78	121	30	48	68	184	21	120	19	36	20	43	48	250	50	65	23	335
1100	**600**	470	260	550	120	145	92	130	32	52	75	200	22	130	21	38	21	46	52	270	55	70	26	362
1200	**700**	500	280	600	140	160	107	140	35	60	80	215	24	140	21	40	22	50	56	290	60	75	26	390

Stahlguss-Kreuzkopf mit gusseisernem Gleitstück.

Fig. 400–405.

Das Hauptstück ist der Grundform nach ein Rotationskörper. (Vergl. auch Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890, S. 930.)

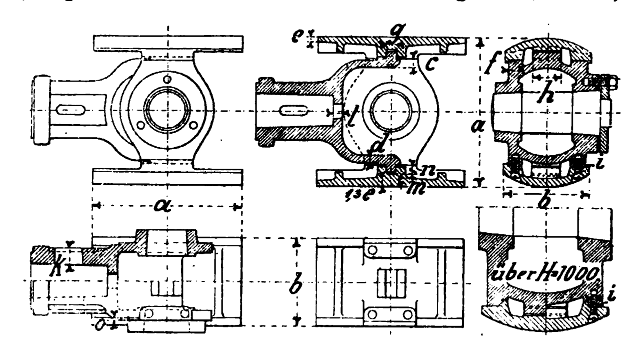


Tabelle 45.

Maschine.															
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*
600	**350**	300	155	15	13	10	24	20	50	13	23	16	12	22	2
700	**450**	340	180	18	16	12	30	30	60	13	28	22	15	28	2
900	**550**	410	220	22	19	15	36	32	75	16	34	28	16	32	3
1100	**600**	470	250	26	22	18	44	38	90	16	40	35	19	36	3
1200	**700**	580	280	30	26	21	50	44	100	20	45	42	22	42	4
1400	**800**	670	320	33	30	24	58	50	120	20	50	48	25	48	4
1600	**900**	770	360	36	32	27	64	55	135	23	55	55	28	54	5
1800	**1000**	860	400	40	34	30	70	60	150	23	60	60	30	60	5

Dieser Kreuzkopf lässt sich etwas **billiger herstellen**, wenn die Gleitbacken durch Zapfen aufgepasst werden (s. Seite 77 u. 78).

Kreuzkopf aus Stahlguss oder Schmiedeeisen für Vertikalmaschinen.

Fig. 406—409 u. Tabelle 46. Passend zum Rahmen S. 42.

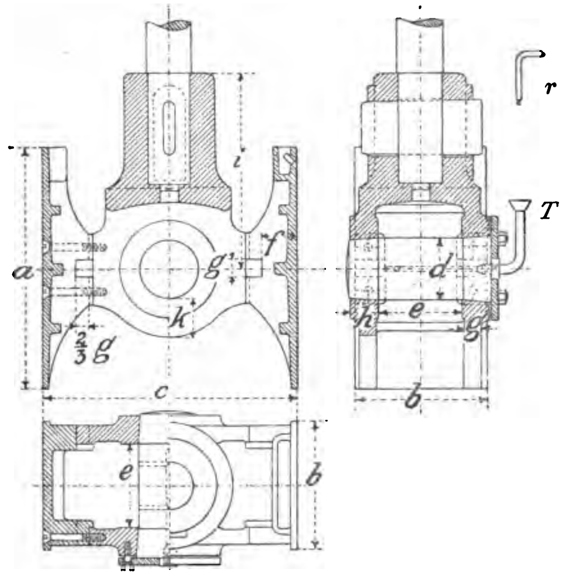


Tabelle 46.

Maschine H	Maschine D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
700	**650**	450	280	530	115	165	65	35	50	380	65
750	**700**	500	290	540	130	180	70	38	60	405	70
800	**750**	550	305	580	140	190	75	41	65	430	76
850	**800**	590	315	605	145	205	82	45	70	460	83
900	**850**	620	330	630	152	215	90	48	75	485	90
950	**900**	630	340	660	160	230	95	51	83	510	98
1000	**950**	660	360	690	165	240	100	57	90	530	105
1050	**1000**	680	380	715	172	255	108	64	95	560	110
1100	**1100**	710	400	740	180	265	115	70	100	585	115

Querhaupt. Fig. 410—413. Passend zum Rahmen S. 29.

Material: Traverse Stahl; Gleitstück Gusseisen.

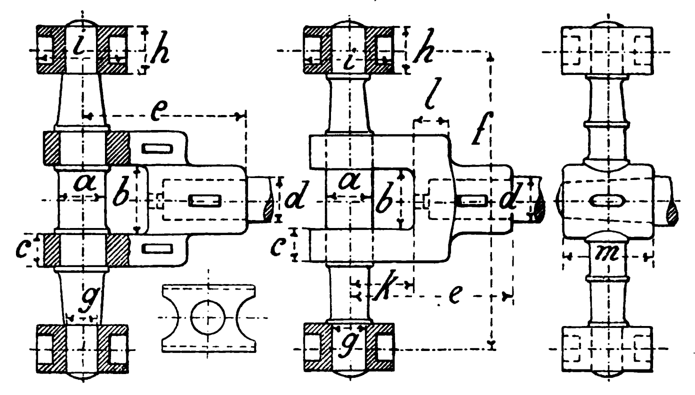


Tabelle 47. mm

Maschine *H*	Maschine *D*	*d*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*
400	**250**	50	60	80	45	220	400	40	60	120	85	40	120
500	**300**	55	68	90	50	245	490	45	75	150	93	44	130
600	**350**	65	75	100	55	270	540	50	90	180	100	52	140
700	**400**	70	82	105	60	295	600	55	115	210	107	56	165
800	**450**	75	90	115	65	320	650	60	130	240	115	60	175
900	**500**	80	100	125	70	350	700	65	150	270	125	64	190
1000	**550**	90	110	130	75	380	750	70	170	300	135	72	210
1200	**700**	110	135	160	85	470	800	85	190	340	160	88	250
1400	**800**	130	160	190	95	560	900	100	210	380	185	104	310
1600	**900**	150	185	220	110	650	1050	115	240	420	210	120	370
1800	**1000**	175	210	250	125	750	1300	130	270	460	235	140	430
2000	**1100**	200	240	280	140	850	1500	150	300	500	265	160	500

Der Kreuzkopfbolzen.

Material: Stahl.

Der **Maximalflächendruck** betrage hier bis zu 100 kg pro qcm,
Lauflänge des Zapfens = 2 a bei gegabelter Treibstange,
" " " = 1,25 a bei gegabeltem Kreuzkopf,
Konizität " Bolzens = $^1/_8$.

Kreuzkopfbolzen. *Fig. 414—415 u. Tab. 48.*

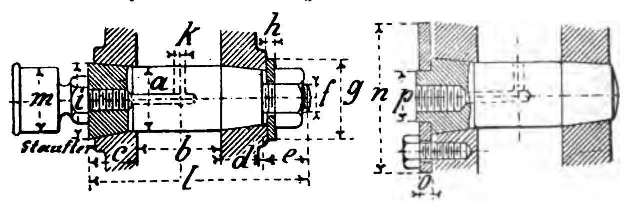


Tabelle 48.

Maschine																
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*
200	150	35	45	30	25	30	16	50	4	42	6	130	20	—	—	—
300	200	40	52	35	30	35	20	58	5	48	6	152	30	—	—	—
400	250	50	70	45	38	35	20	65	5	59	6	188	30	—	—	—
500	300	55	80	50	45	40	23	75	6	70	7	215	40	100	10	40
600	350	65	90	55	50	40	23	85	7	76	7	235	40	115	13	45
700	400	75	100	60	55	45	25	95	8	87	7	260	50	135	15	50
800	450	85	110	70	65	45	27	105	9	100	8	290	50	150	16	55
900	500	90	120	80	70	50	28	115	10	106	8	320	60	160	17	60
1000	550	105	130	90	80	60	32	120	10	116	8	360	60	170	18	70
1100	600	120	145	100	90	70	35	125	10	125	10	400	60	180	19	75
1200	700	140	160	110	100	80	39	135	10	138	10	440	66	190	20	80

Ist der Kreuzkopf nicht genügend kräftig, so kann bei Anwendung des Bolzens (Fig. 414) durch starkes Anziehen der Mutter das Mass *b* **verspannt** werden; dieses zu verhindern, dient die Konstruktion Fig. 415.

Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen, Kreuzkopfbolzen.

Die oberen Masse gelten für Maschinen bis $7^1/_2$ Atm. Überdruck.
„ unteren „ „ „ „ „ 6 „ „

Die Längen der Lagerläufe und das Mass x (Fig. 416) sind konstant gewählt, um dasselbe Rahmenmodell benutzen zu können.

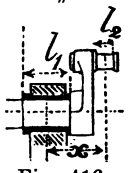


Fig. 416.

Tabelle 49. mm

Cylind.-Durchm.	Kurbelwellenlager		Kurbelzapfen		Kreuzkopfbolzen		
D	d_1	l_1	d_2	l_2	d_3	l_3	$x = 0{,}9(l_1 + l_2)$
250	**110**	**180**	**65**	**80**	**50**	**70**	230
	100	180	55	80	50	70	
300	**130**	**210**	**70**	**90**	**55**	**80**	270
	115	210	65	90	55	80	
350	**155**	**240**	**80**	**105**	**65**	**90**	310
	130	240	75	105	65	90	
400	**175**	**270**	**95**	**115**	**75**	**100**	350
	150	270	85	115	75	100	
450	**190**	**300**	**105**	**130**	**85**	**110**	390
	170	300	95	130	85	110	
500	**220**	**330**	**120**	**145**	**90**	**120**	430
	190	330	105	145	90	120	
550	**250**	**370**	**130**	**160**	**105**	**130**	470
	210	370	115	160	100	130	
600	**280**	**420**	**140**	**175**	**120**	**145**	520
	240	420	125	175	110	145	
700	**310**	**470**	**150**	**190**	**140**	**160**	570
	280	470	135	190	125	160	

Kolbenstange, Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen

für Maschinen von $6^1/_2$ bis $7^1/_2$ Atm. Überdruck.

Tabelle 50. *mm*

Maschine					Kolbenstange	Kurbelwellenlager		Kurbelzapfen		Kreuzkopfbolzen	
H	*D*	*n*	*c*	*Ne*	*d*	*d*	*l*	*d*	*l*	*d*	*l*
200	**150**	200	1,33	6	28	—	—	—	—	40	50
300	**200**	150	1,50	10	36	—	—	—	—	45	60
400	**250**	120	1,60	15	43	110	180	65	80	50	70
500	**300**	106	1,77	25	50	130	210	70	90	60	80
600	**350**	95	1,90	40	55	150	240	80	105	70	90
700	**400**	85	1,98	55	60	175	270	95	115	80	100
800	**450**	77	2,05	75	65	200	300	105	130	90	110
900	**500**	70	2,10	90	70	225	330	120	145	100	120
1000	**550**	65	2,16	110	80	250	370	130	160	110	130
1100	**600**	60	2,20	140	95	280	420	145	180	125	145
1200	**700**	57	2,28	200	110	310	470	160	200	140	160
1400	**800**	53	2,47	280	130	350	530	190	230	160	180
1600	**900**	50	2,66	380	150	390	600	220	260	180	200
1800	**1000**	47	2,82	520	170	430	650	240	290	200	230
2000	**1100**	45	3,00	670	190	470	720	260	330	220	260

Für diese Zapfendimensionen passt der **Rahmen** Seite 38.
Kurbelwellenlager von Gusseisen mit Weissgussfutter.

Die Kolbenstange.*)

Material: Stahl.

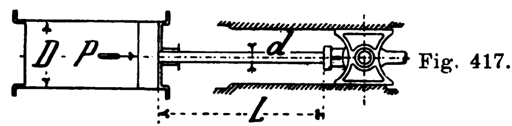


Fig. 417.

An beiden Enden beweglich und in der ursprünglichen Achse geführt anzunehmen, dann ist für Zerknickungsfestigung:

$$P = 10\,\frac{EJ}{m\,L^2};\; J = \frac{d^4\,\pi}{64};\; E = 2\,000\,000.$$

$$d = 0{,}032\,\sqrt[4]{Pm\;L^2} \quad \ldots\ldots \quad (16)$$

Durchschnittlich kann $m = 12$ gesetzt werden, dann ist

$$d = 0{,}06\,\sqrt[4]{P\,L^2}.$$

Nach einer anderen **bewährten Regel** wird $d = {}^1/_6 - {}^1/_7$ vom Cylinderdurchmesser.

Beispiel: Für Maschine $D = 40$ cm, $H = 70$ cm ist bei 7 Atm. $P = 8600$ $L = 100$ cm

$$d = 0{,}06\,\sqrt[4]{8600 \cdot 100^2} = \sim 6{,}0\ \text{cm}.$$

Der Dampfkolben.

Kolbenüberlauf.**)

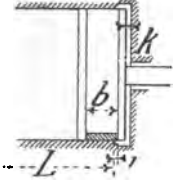
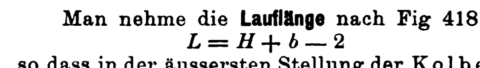


Fig. 418.



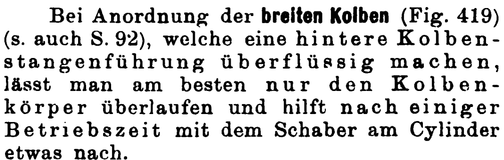
Fig. 419.

Man nehme die **Lauflänge** nach Fig 418



$$L = H + b - 2$$

so dass in der äussersten Stellung der Kolbenring die Lauffläche **um ca. 1 mm überragt.**



Bei Anordnung der **breiten Kolben** (Fig. 419) (s. auch S. 92), welche eine hintere Kolbenstangenführung überflüssig machen, lässt man am besten nur den Kolbenkörper überlaufen und hilft nach einiger Betriebszeit mit dem Schaber am Cylinder etwas nach.

Der **Spielraum** k zwischen Kolbenkörper und Cylinderdeckel kann aus folgender Tabelle entnommen werden.

Kolbenspiel k. *Fig. 418.*

Tabelle 51. *mm*

Hub . . H	200	400	600	800	1000	2000
Kolbenspiel k	4	4	5	6	7	8

*) Normalien s. Seite 87 u. 102.

**) Zuviel Überlauf hat Zusammendrücken bezw. Klatschen der Ringe zur Folge.

Dampfkolben und Kolbenringe.

Fig. 420. Fig. 421. Hohler Kolben. Fig. 422. Zweiteiliger Kolben.

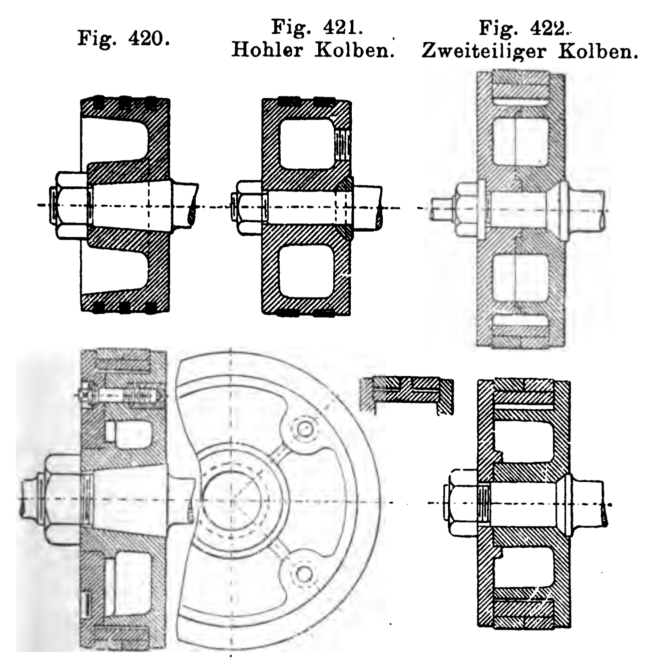


Fig. 423—424. Mit Deckelschrauben. Fig. 425. Fig. 426.

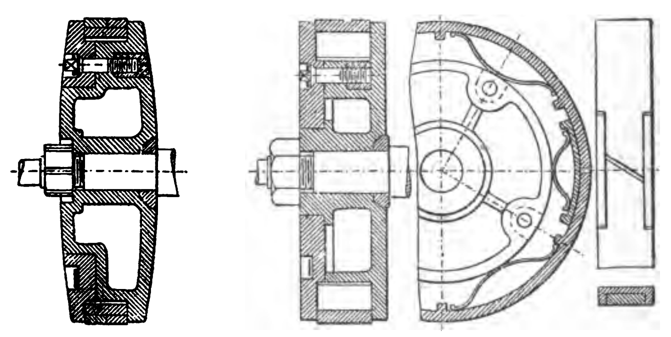


Fig. 427. Fig. 428—430. Sog. Schiffskolben.

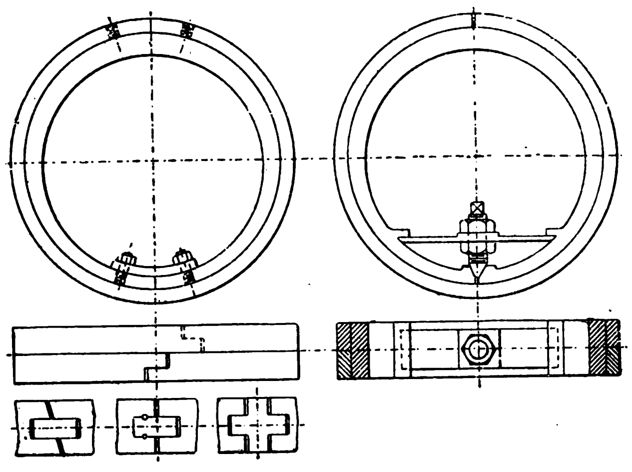


Fig. 431—435. Fig. 436—437.

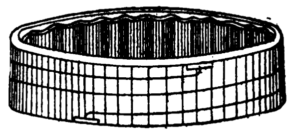


Fig. 438.
Cremers selbstspannender Kolbenliderungsring in Spiralform mit parallelen Kopfflächen. Duisb. M.-A.-G.

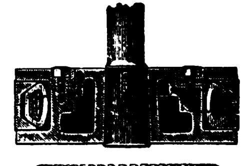




Fig. 439—440.
Pat. Pattinson, Schuhmacher & Cie., Leipzig.

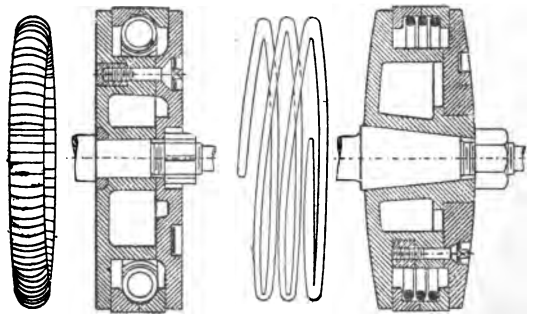


Fig. 441—442. Fig. 443—444.

Fig. 441—444 s. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1889 S. 470.

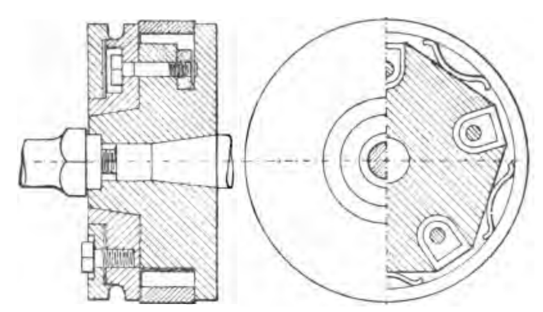


Fig. 445—446.

Fig. 445—446 s. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888 S. 226.

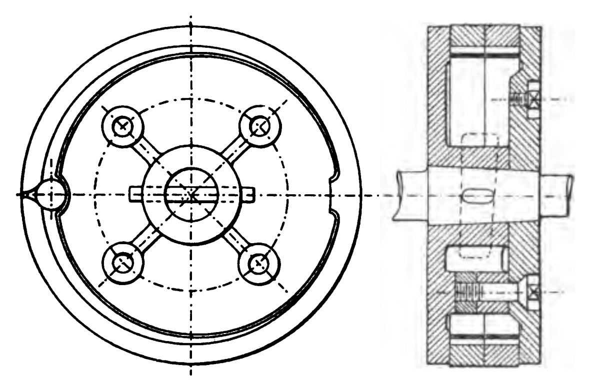


Fig. 447—448.

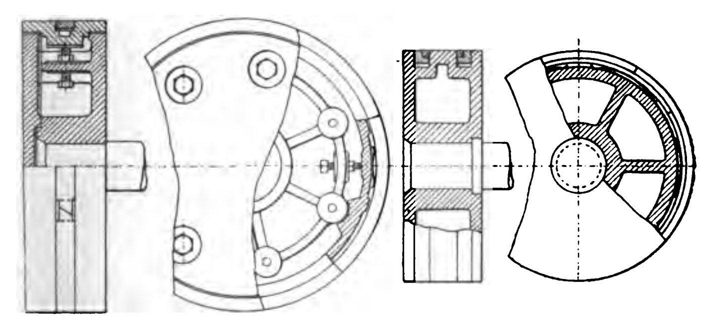


Fig. 449—450. Amerikanische Kolben.*) Fig. 451—452.

*) s. Engineering 1891 S. 208.

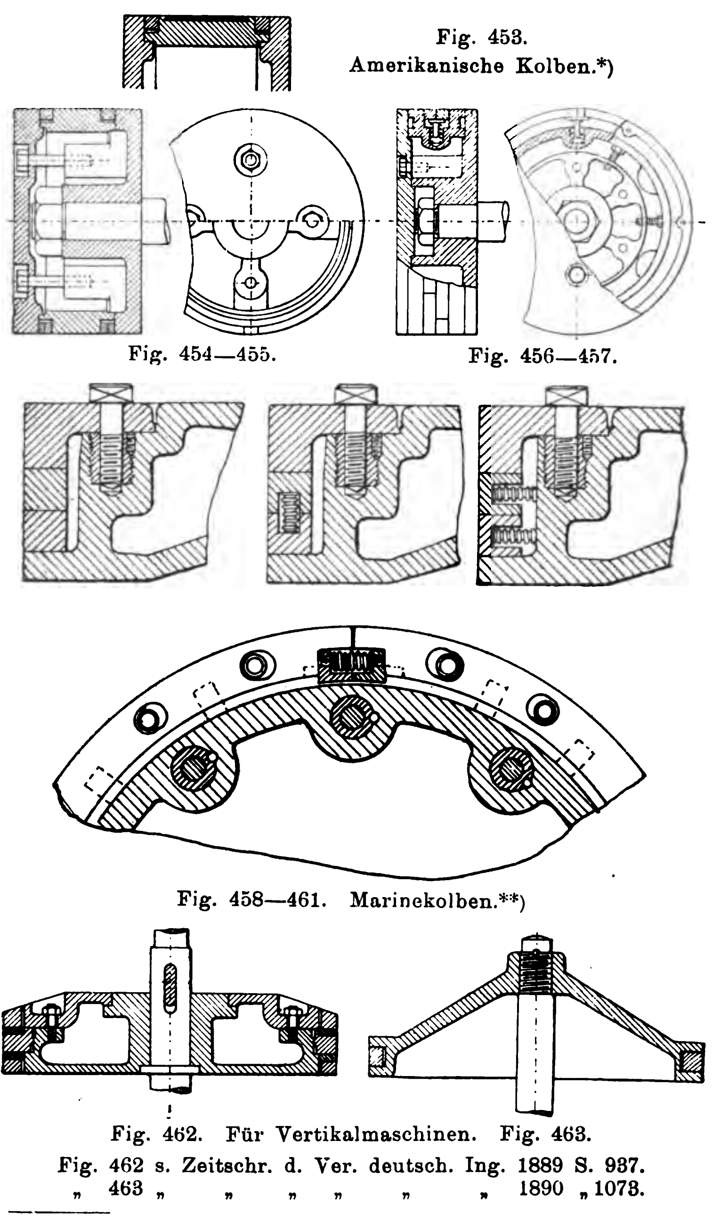


Fig. 453. Amerikanische Kolben.*)

Fig. 454—455.

Fig. 456—457.

Fig. 458—461. Marinekolben.**)

Fig. 462. Für Vertikalmaschinen. Fig. 463.

Fig. 462 s. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1889 S. 937.
„ 463 „ „ „ „ „ „ 1890 „ 1073.

*) s. Engineering 1891 S. 208.
**) s. Engineering 1891 S. 427.



1 äusserer Ring. Fig. 464—466. 2 äussere Ringe.

Pat. Zirn. *Leopold Ziegler, Berlin N. 65.*

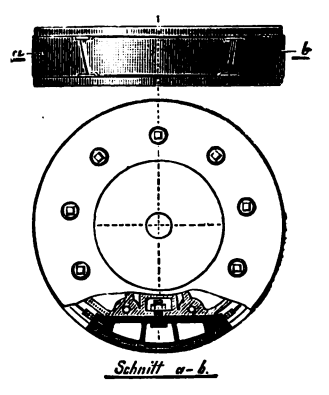
Fig. 467.

Schlittenkolben.

D. R.-G.-M. Nr. 38040.

Leopold Ziegler, Berlin N. 65.

Das unten am Kolben angeordnete Tragstück aus Bronce soll das Gewicht des Kolbens aufheben, und die gross gehaltene Lauffläche ist unten mit Komposition ausgegossen. Die beiden Federflächen zwischen Kolben und Deckel werden festgespannt.



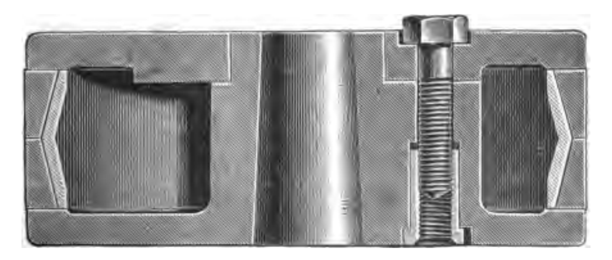


Fig. 468.

Dampfkolben mit Doppelkegelfedern

(selbstfedernd)

der Rheiner Maschinenfabrik *Windhoff & Co., Rheine i. W.*

Kolben- und Kolbendeckelschrauben-sicherungen.

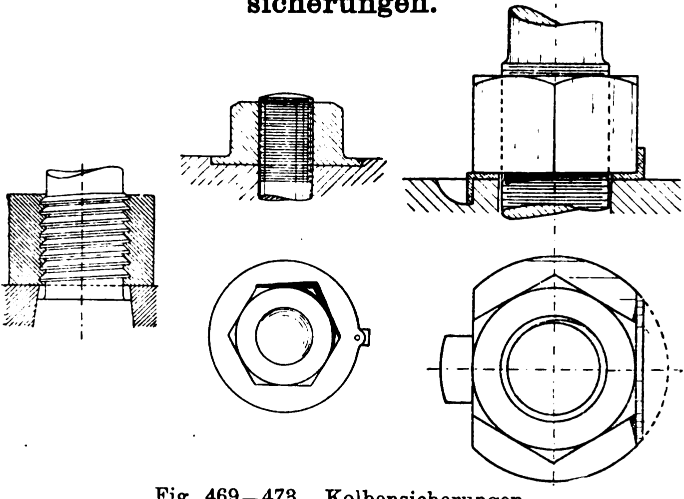


Fig. 469—473. Kolbensicherungen.

Fig. 474—483. Sicherungen für Kolbendeckelschrauben.

Sicherungen von Dampfhämmerkolben.

Bei Dampfhämmern ist wegen der starken Erschütterung besonders ein Lösen der Verbindung zwischen Kolben und Stange zu befürchten und ist daher für gute Sicherung Sorge zu tragen.

Fig. 484—486. Die Verbindung zwischen Kolben und Stange erfolgt durch Aufschrumpfen des 0,3 mm enger gebohrten Kolbens auf dem Konus (10 %/0 Verjüngung) der Kolbenstange und durch Aufschrauben einer geschlitzten Mutter *M*. Zur Sicherung dient der warm aufgezogene Schrumpfring S_1, der die geschlitzte Mutter auf die Stange zwängt, ausserdem ist noch ein Sicherheitskeil vorhanden.

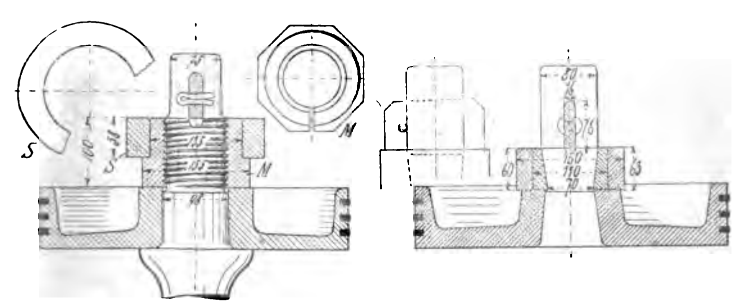


Fig. 484—486. Dampfhämmer. Fig. 487—488.

Eine einfache, solide und vielfach angewendete Verbindung stellt die Fig. 487—488 dar. Über den 0,3 mm enger fürs Aufschrumpfen gebohrten Kolben kommt ein zweiteiliger Ring, welcher durch einen warm aufgezogenen Schrumpfring *S*, sowie durch einen Keil *K* gesichert wird. Das Lösen des Keiles wird am besten durch einen Niet (siehe Fig. 487) verhindert; ein Splint (Fig. 489) ist weniger zuverlässig.

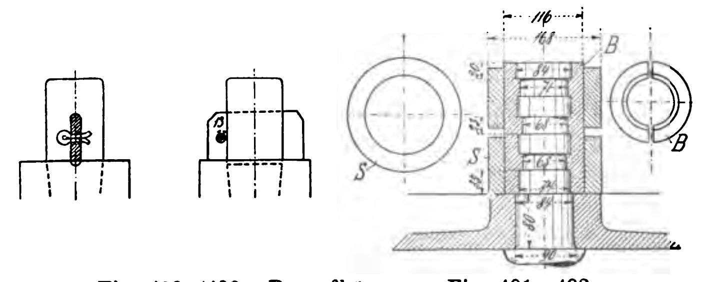


Fig. 489—490. Dampfhämmer. Fig. 491—493.

Die Verbindung (Fig. 491—493) ist sehr solide, wenn auch etwas teurer; bei ihr wird die Stange kammzapfenartig konisch, wie auf der Skizze dargestellt, eingedreht und ein gut eingepasster zweiteiliger Ring auf die Stange gebracht, über welchen zwei Schrumpfringe warm aufgezogen werden.

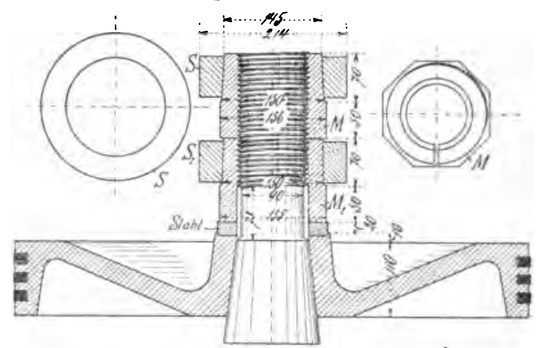


Fig. 494—496. Dampfhammer.

Fig. 494—496 zeigt die Verbindung des Kolbens für einen 3000 kg Dampfhammer mit Trapezgewinde, in den beiden geschlitzten Muttern M und M_1, die durch Schrumpfringe S und S_1 festgezwängt werden. Die Sitzflächen der Schrumpfringe haben 10,4 % Konicität.

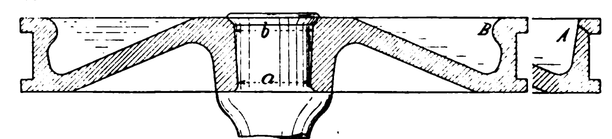


Fig. 497. Kolben für 60 Ctr. Dampfhämmer.

Eine Kolbenbefestigung, bei welcher weder Schrauben noch Keile verwendet werden, zeigt Fig. 497. Bei dieser Konstruktion ist der Kolben auf die Stange warm aufgezogen und das Ende kalt umgenietet. Skizze zeigt die Abmessungen und Form in $^1/_{10}$ der Naturgrösse. Nebenbei sei bemerkt, dass die Kolben, nach Form A ausgeführt, häufig brechen. Eine Verstärkung nach B bewährte sich etwas besser, doch fanden auch hier Brüche statt.

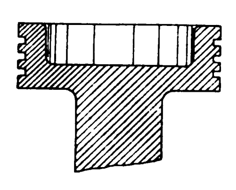


Fig. 498.

Fig. 498. Kolben und Kolbenstange sind aus einem Stück geschmiedet, eine bei Dampfhämmerkolben mit dicker Stange erfolgreich ausgeführte Konstruktion.

Dampfkolben. *Fig. 499 u. Tab. 52.*

Von 150—400 Durchmesser ohne Deckelschrauben.

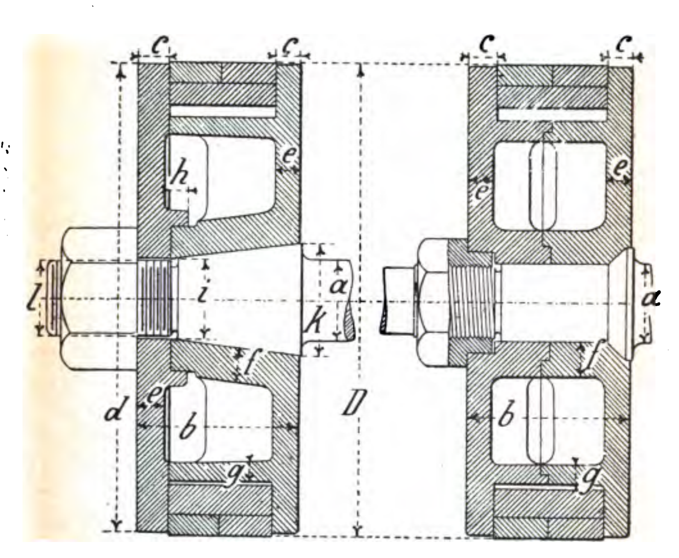


Tabelle 52.

D	d	a	b	b_1	c	e	f	g	h	i	k	l
150	149,5	28	75	51	12	12	14	8	8	30	46	26
200	199,5	36	80	56	12	13	16	9	8	34	50	32
250	249,5	43	90	62	14	14	18	10	9	42	60	40
300	299,5	50	100	68	16	15	20	11	9	48	70	48
350	349	55	110	74	18	16	22	12	10	52	80	51
400	399	60	120	80	20	17	23	13	10	58	90	57

Sicherung der Kolbenmutter s. Seite 94.

Sicherung der Kolbenmutter s. S. 94.

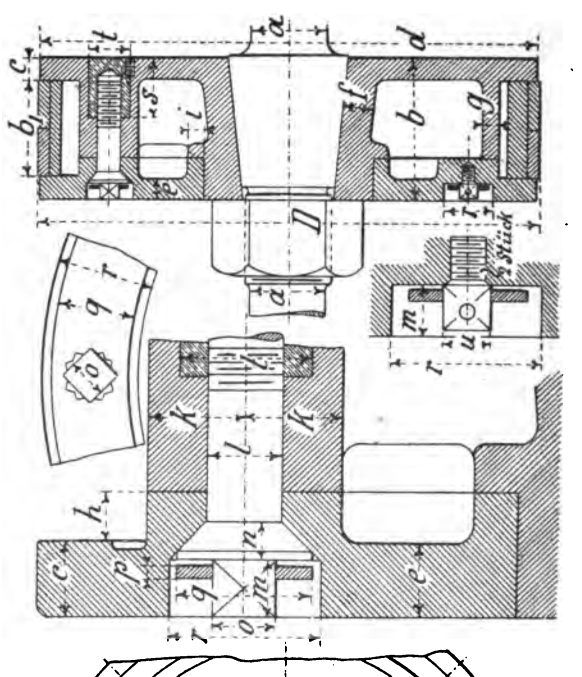


Fig. 500—504.

Dampfkolben mit Deckelschrauben. *Fig. 500—504.*

Für 350—1000 Cylinderdurchmesser.

Tabelle 53.

D	d	a	b	b_1	c	e	f	g	h	i	k	Deckelschrauben Zahl	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
350	349	55	110	74	18	16	22	12	13	10	25	4	20	13	11	16	3	36	40	50	36	13
400	399	60	120	80	20	17	23	13	13	12	26	5	20	13	11	16	3	36	40	50	36	13
450	449	65	125	83	21	18	24	14	14	13	30	5	23	15	12	18	3	40	46	55	40	13
500	499	70	130	86	22	19	25	15	14	14	30	5	23	15	12	18	3	40	46	55	40	13
550	549	80	135	89	23	20	26	16	14	15	30	6	23	15	12	18	3	40	46	55	40	13
600	599	95	150	100	25	22	30	18	16	16	35	6	26	16	13	21	4	46	52	65	45	15
700	698	110	170	116	27	23	35	19	18	18	35	7	26	16	13	21	4	46	52	65	45	15
800	798	130	190	130	30	24	40	20	20	20	38	7	29	18	14	24	4	52	58	70	50	18
900	898	150	210	146	32	25	45	22	22	22	38	8	29	18	14	24	4	52	58	70	50	20
1000	998	170	220	150	35	26	50	24	24	24	42	8	32	20	16	26	5	56	64	74	54	22

Fig. 505—509.

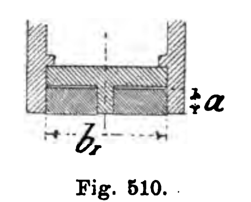


Fig. 510.

Fig. 510 zeigt eine, in neuerer Zeit von den Maschinenfabriken in Halle und Leipzig beliebte Ausführung; Klatschen und Zerbrechen der Kolbenringe sollen durch diese Konstruktion vermieden werden.

Selbstspannende Kolbenringe. *Fig. 505—509.* Tabelle 54.

				Äusserer Federring					Innerer Federring			Spannschloss		
				wird vorgedreht auf	heraus-geschnitten	überplattet	zusammengespannt gedreht auf	gebohrt auf	wird vorgedreht auf	heraus-geschnitten	zusammengespannt gedreht auf			
D	b	a	c	D_1	f	e	D	d	d^1	g	d	h	i	k
100	45	8	13	**106**	—	10	**100**	84	85	—	84	5	50	8
150	50	9	14	**157**	—	12	**150**	132	134	2	132	6	60	8
200	56	10	15	**208**	—	16	**200**	180	182	3	180	6	70	8
250	62	11	16	**260**	4	16	**250**	228	231	4	228	8	80	10
300	68	12	18	**311**	8	16	**300**	276	280	5	276	8	90	10
350	74	13	20	**362**	10	18	**350**	324	329	7	324	10	100	10
400	80	14	21	**414**	12	20	**400**	372	378	10	372	10	110	13
450	83	15	22	**465**	15	21	**450**	420	428	14	420	12	120	13
500	86	16	23	**517**	17	22	**500**	468	477	16	468	12	130	13
550	89	17	24	**568**	20	23	**550**	516	526	19	516	12	140	13
600	100	18	26	**619**	23	25	**600**	564	576	24	564	13	150	16
700	116	20	29	**722**	28	27	**700**	660	674	32	660	13	160	16
800	130	21	31	**825**	30	32	**800**	758	774	35	758	14	170	16
900	146	22	33	**925**	33	37	**900**	856	874	41	856	15	180	16
1000	150	23	36	**1030**	40	38	**1000**	954	974	47	954	16	190	16

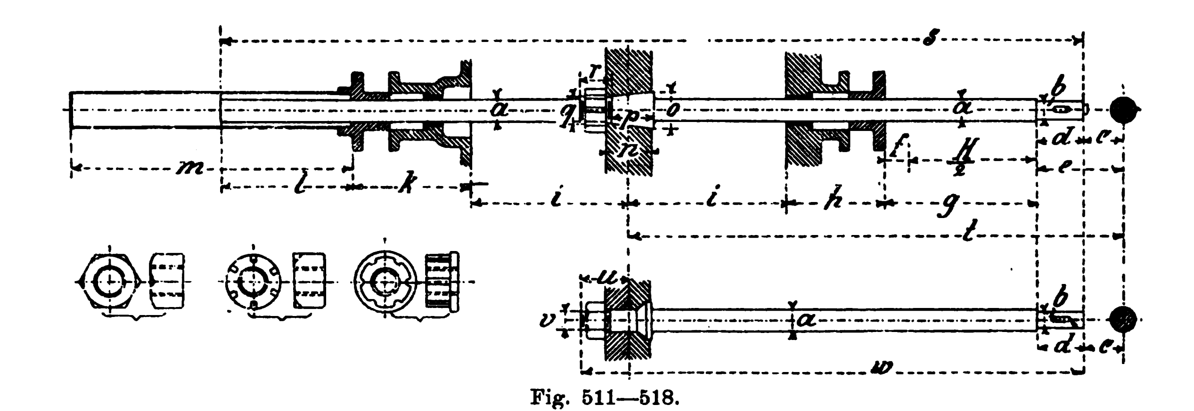


Fig. 511—518.

Die **Sicherung der Kolbenmutter** geschieht am besten durch die **Kupferscheibe** (Fig. 471—472), nach dem Festziehen der Mutter wird die Nase umgeschlagen. Die Anwendung von **Trapezgewinden** (Fig. 468) in der Kolbenmutter macht eine Schraubensicherung überflüssig und wird u. a. von Gebr. Sulzer ausgeführt; auch an den Schrauben der Treibstangenköpfe (Schiffsköpfe).



Fig. 519.
Kolbenstange
im Kolben mit Mutter.

Konizität $c = \frac{1}{10} l.$

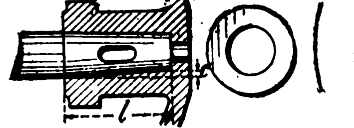


Fig. 520.
Kolbenstange
im Kreuzkopf mit Keil.

Konizität $c = \frac{1}{24} l.$

Kolbenstange. *Fig. 511—518.* Tabelle 55.

Maschine H	Maschine D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w
200	150	28	26	57	63	120	22	122	148	140	—	—	—	75	—	70	—	—	—	530	70	28	543
300	200	36	34	64	86	150	19	169	176	195	—	—	—	80	—	75	—	—	—	690	80	35	706
400	250	43	40	83	97	180	31	231	199	250	—	—	—	90	—	85	—	—	—	860	93	44	870
500	300	50	48	90	115	205	34	284	221	305	271	250	540	100	79	95	58	60	1751	1015	—	—	—
600	350	55	53	102	123	225	34	334	236	360	291	300	650	110	85	100	63	63	2004	1155	—	—	—
700	400	60	58	115	140	255	38	388	251	416	311	350	760	120	93	110	69	70	2272	1310	—	—	—
800	450	65	62	125	150	275	40	440	266	469	326	400	870	125	99	115	74	75	2520	1450	—	—	—
900	500	70	68	134	161	295	42	492	281	522	346	450	980	130	106	120	80	80	2774	1590	—	—	—
1000	550	80	78	151	184	335	45	545	310	575	380	500	1080	135	117	125	90	88	3069	1765	—	—	—
1100	600	95	92	162	200	362	47	597	353	658	422	550	1190	150	134	135	105	100	3444	1970	—	—	—
1200	700	110	107	175	215	390	50	650	398	720	482	600	1295	170	153	155	120	110	3785	2158	—	—	—

Dampfcylinder.

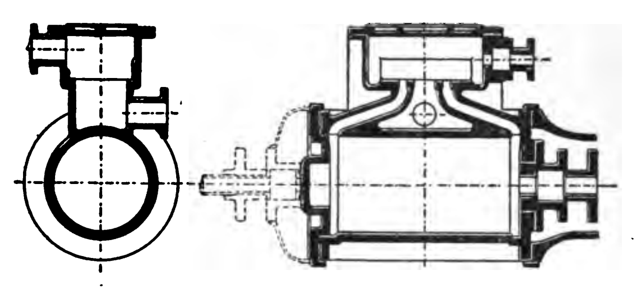


Fig. 521—522.
Dampfcylinder für **einfache** Schiebersteuerung.

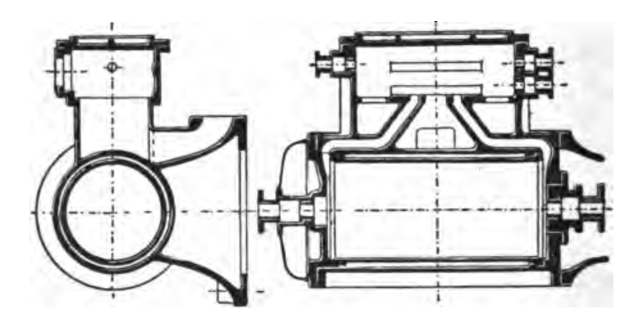


Fig. 523—524.
Dampfcylinder für **Meyer**sche Schiebersteuerung.

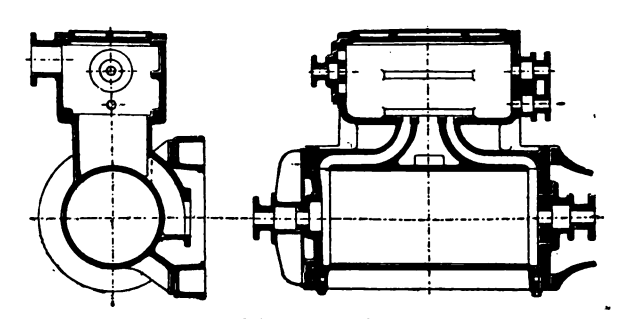


Fig. 525—526.
Dampfcylinder für **Rider**-Schiebersteuerung.

Verschiedene Ausführungen für **Dampf-Ein-** und **Auslass.**

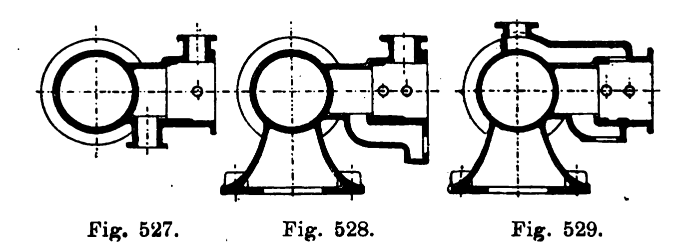


Fig. 527. Fig. 528. Fig. 529.

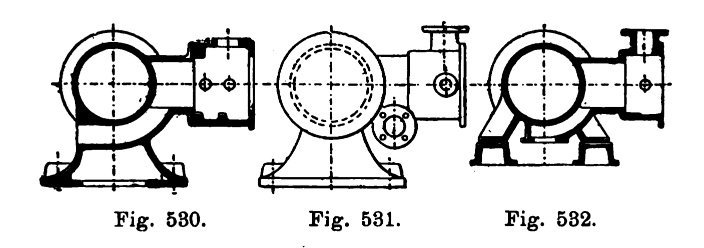


Fig. 530. Fig. 531. Fig. 532.

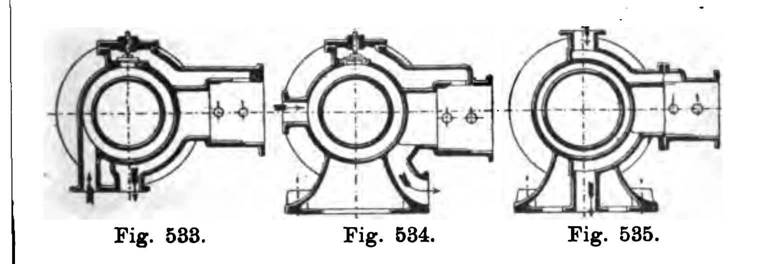


Fig. 533. Fig. 534. Fig. 535.

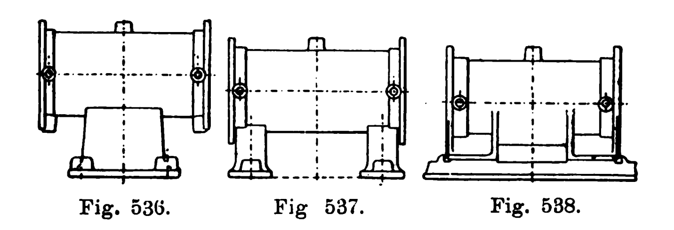


Fig. 536. Fig 537. Fig. 538.

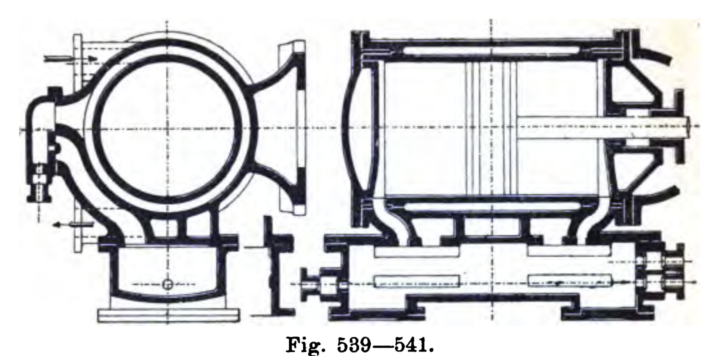


Fig. 539—541.
Cylinder für **halbierte** Doppelschiebersteuerung.

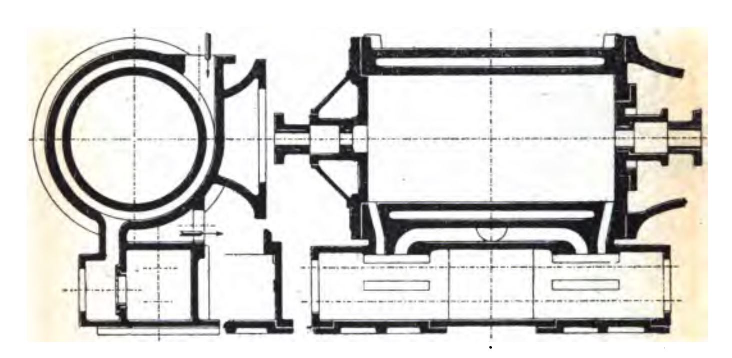


Fig. 542—544.
Cylinder für **halbierte Riderschieber.**

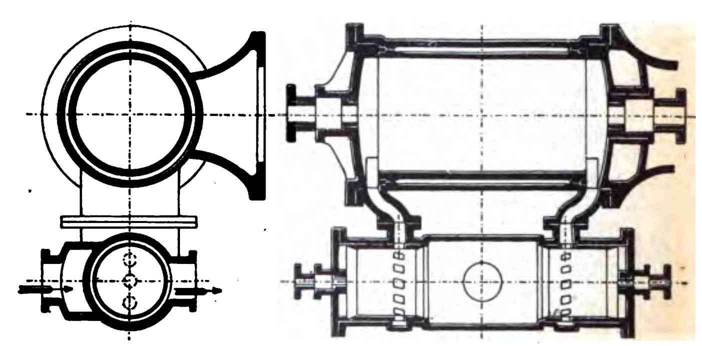


Fig. 545—546.
Cylinder für Kolbensteuerung.

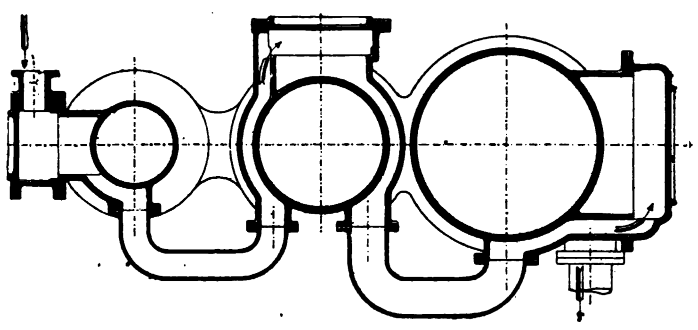


Fig. 547.
Cylinder für **Dreifach-Expansionsmaschine** zum Rahmen Seite 40.

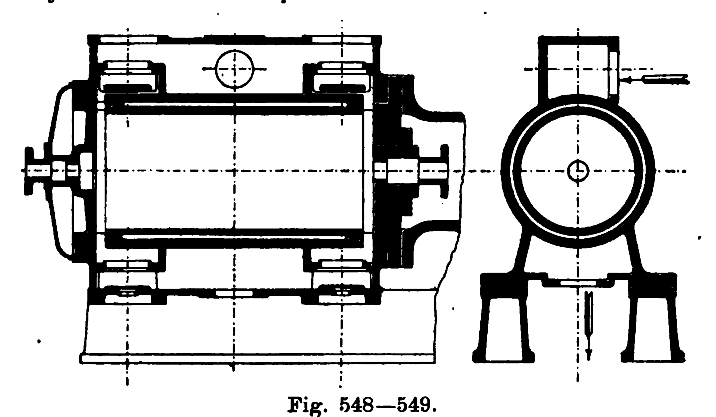


Fig. 548—549.
Cylinder für **Ventilsteuerung.**

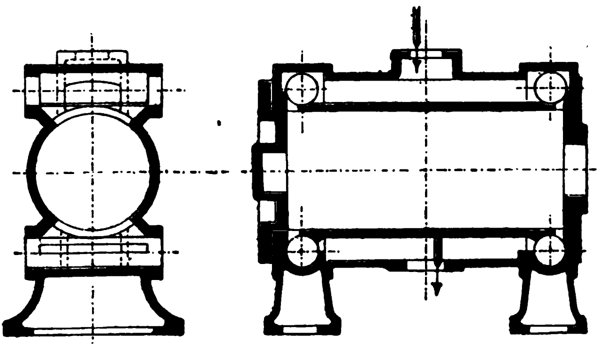


Fig. 550—551.
Cylinder für **Corliss-Hahnsteuerung.**

Wandstärken der Dampfcylinder.

Material: Gusseisen.

Wandstärke des Dampfcylinders:

$$\delta = 2 + \frac{D}{100} \text{ in cm} \quad \ldots \ldots \ldots (17)$$

Flanschenstärke: $f = 1{,}25\,\delta$.

Der Cylinderdeckel.

Wandstärke:

$$\delta = 0{,}4\,D\sqrt{\frac{p}{k}} \quad \ldots \ldots \ldots (18)$$

Beanspruchung:

$$k = \frac{0{,}16\,D^2\,p}{\delta^2}.$$

D Lochkreisdurchmesser in cm, δ Wandstärke in cm, k Beanspruchung pro qcm, p Dampfdruck in Atm. Überdruck.

Beispiel: Es sei: $D = 60$ cm, $p = 6$ Atm., $k = 350$ kg, so wird:

$$\delta = 0{,}4 \cdot 60\sqrt{\frac{6}{350}} = 3{,}1 \text{ cm}.$$

Bei Versteifung durch Rippen könnte die Wandstärke um ein Geringes vermindert werden.

Anzahl und Durchmesser der **Deckelschrauben** sowie Dimensionen der Dichtungsleiste können aus der Normalrohr-Tabelle (siehe Inhaltsverzeichnis unter *R*) entnommen werden.

Der Indikatornocken

wird an beiden Cylinderseiten angebracht und erhält 1" engl. Gewinde, Verschlussschraube aus Rotguss (Fig. 552).

Fig. 552. Indikatornocken.

Die Dampfkanäle.

ab Querschnitt des Kanals im Schieberspiegel in qcm.

$a_1 b$ „ „ Durchlasskanales im Grundschieber in qcm.

c Kolbengeschwindigkeit in m pro Sekunde.

v Mittlere Dampfgeschwindigkeit in m pro Sekunde.

Q Querschnitt des Dampfcylinders in qcm.

Meistens findet man:

$$ab = \frac{Qc}{v} = \frac{Qc}{30} \quad \ldots \ldots \ldots (19)$$

also $v = 30$ m **mittlere Dampfgeschwindigkeit.**

Je kleiner der Füllungsgrad, desto grösser kann die mittlere Dampfgeschwindigkeit für den Dampfeintritt genommen werden, also desto kleiner kann der Querschnitt $a_I b$ des **Durchlasskanales** und der der Frischdampf-Rohrleitung werden.

$d_I^2 \frac{\pi}{4}$ sei der Querschnitt der Frischdampfleitung in qcm.

$d^2 \frac{\pi}{4}$ „ „ „ „ Abdampfleitung „ „

Kanal- und Rohrquerschnitte.*)

Tabelle 56.

Dampfeintritt	Dampfaustritt
Durchlasskanal $a_I b = \frac{Q \cdot c}{30}$, also $v = 30$ m	Schieberspiegel $a b = \frac{Q \cdot c}{25}$, also $v = 25$ m
Eintrittsstutzen $d_I^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q \cdot c}{30}$, also $v = 30$ m	Austrittsstutzen $d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q \cdot c}{20}$, also $v = 20$ m

Die **Maximal**-Dampfgeschwindigkeit ist $v \cdot \frac{\pi}{2}$, dieselbe tritt bei 0,5 Füllung ein und kann bis 70 m pro Sek. betragen, ohne merklichen Druckverlust zu erzeugen.

Die **Kanalbreite** b macht man so breit, wie es eben die Cylinderkonstruktion gestattet, im Durchschnitt:

$b = 0{,}6 - 0{,}7\, D$ bei gewöhnlichen Maschinen,

$b = 0{,}8\, D$ bei Maschinen mit Koulissensteuerung.

Die **Dampfkanäle** sollen möglichst schlanke Übergänge haben, scharfe Krümmungen erschweren das Herausholen des Kerneisens und sind für die Bewegung des Dampfes ungünstig.

Der schädliche Raum.

Der schädliche Raum einer Kolbenseite ist in Fig. 553 durch Punkte dargestellt. Beträgt z. B. der vom Kolben durchlaufene Raum 12000 ccm, der schädliche Raum 740 ccm, so ergiebt sich:

$$\frac{740 \cdot 100}{12000} = 6{,}1 \text{ Prozent}$$

schädlichen Raum. Für Schiebermaschinen vergrössert sich während eines grossen Teiles der Expansionsperiode der schädliche Raum um das Volumen des Durchlasskanales im Grundschieber. Im allgemeinen kann dieses vernachlässigt werden.

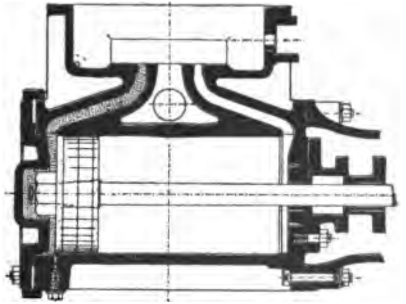


Fig. 553. Schädlicher Raum.

*) Für lange Leitungen wird der Querschnitt der Rohre grösser, vergl. unter Rohrleitungen.

Schädlicher Raum für verschiedene Kanalformen. Fig. 554—556. Tabelle 57.

Maschine	Für normale Dampfgeschwindigkeiten	Cylinder nach Normalien		Geteilte Schieber
$D = 250$ $H = 400$ $n = 120$	Kanal im Cylinder	$2 \cdot 14 \cdot 30 = 840$ ccm	$2 \cdot 14 \cdot 26 = 728$ ccm	$2 \cdot 14 \cdot 13 = 364$ ccm
	Kanal im Deckel	$3 \cdot 14 \cdot 0{,}5 = 21$ „	21 „	21 „
	Kolbenspiel	$26^2 \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}5 = 265$ „	265 „	265 „
	Aussparung im Deckel	$\left(10^2 \frac{\pi}{4} - 8^2 \frac{\pi}{4}\right) \cdot 5 = 141$ „	141 „	141 „
	Ring im Deckel	$\left(26^2 \frac{\pi}{4} - 25{,}8^2 \frac{\pi}{4}\right) \cdot 3 = 24$ „	24 „	24 „
	Ring im Cylinder	$\left(26^2 \frac{\pi}{4} - 25^2 \frac{\pi}{4}\right) \cdot 1{,}4 = 56$ „	56 „	56 „
	Schädl. Raum { Summe	1347 ccm	1235 ccm	871 ccm
	Prozente v. Cyl.-Vol.	7	6.5	4,5
$D = 550$ $H = 1000$ $n = 65$	Kanal im Cylinder	$4{,}6 \cdot 37 \cdot 62 = 10638$ ccm	$4{,}6 \cdot 37 \cdot 57{,}5 = 9787$ ccm	$4{,}6 \cdot 37 \cdot 20 = 3404$ ccm
	Kanal im Deckel	$1{,}5 \cdot 37 \cdot 11 = 611$ „	611 „	611 „
	Kolbenspiel	$56{,}5^2 \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}75 = 1880$ „	1880 „	1880 „
	Aussparung im Deckel	$\left(16^2 \frac{\pi}{4} - 14^2 \frac{\pi}{4}\right) \cdot 8{,}5 = 403$ „	403 „	403 „
	Ring im Deckel	$\left(56{,}5^2 \frac{\pi}{4} - 55{,}5^2 \frac{\pi}{4}\right) \cdot 4 = 352$ „	352 „	352 „
	Ring im Cylinder	$\left(56{,}5^2 \frac{\pi}{4} - 55{,}0^2 \frac{\pi}{4}\right) \cdot 2{,}5 = 327$ „	327 „	327 „
	Schädl. Raum { Summe	14211 ccm	13360 ccm	6977 ccm
	Prozente v. Cyl.-Vol.	6	5.7	3

Fuss des Dampfcylinders. *Fig. 557—559.*

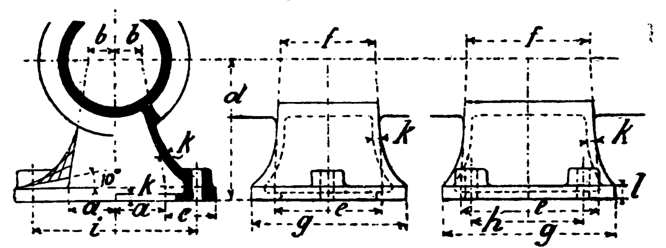


Tabelle 58.

Maschine												
D	*H*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
250	**400**	120	70	125	370	300	260	420	000	390	18	35
300	**500**	140	85	145	450	350	300	500	350	450	20	40
350	**600**	160	100	165	500	400	350	560	400	520	23	45
400	**700**	180	115	180	550	450	400	620	450	580	25	50
450	**800**	200	130	195	600	500	460	680	475	640	28	55
500	**900**	220	150	210	650	550	480	740	500	700	30	60
550	**1000**	235	170	220	700	600	520	800	550	750	31	65
600	**1100**	250	185	230	750	650	560	850	600	800	32	70
700	**1200**	270	210	250	800	700	600	900	650	850	33	75

Behufs Ausgleichung **der Ausdehnung des Cylinders** durch die Wärme wenden einige Konstrukteure bei Maschinen von 600 Hub aufwärts eine **Schlittenführung** unter dem Cylinderfuss an (Fig. 560). Man will eine Verbiegung des Cylinders und der Geradführung bei fest verankertem Cylinderfuss beobachtet haben als Folge der Ausdehnung durch die Wärme.

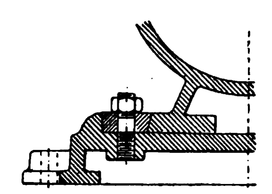


Fig. 560.

Differenz der Cylinderlängen in kaltem und betriebswarmem Zustand (Mittelwerte).

Tabelle 59.

Kolbenhub . mm	400	600	800	1000	2000
Ausdehnung . mm	0,5	0,8	1,1	1.6	3,0

Der Dampfmantel.

Ausführung desselben.

In wenigen Fällen, wie z. B. bei den Dampfcylindern der **Lokomobilen,** wird der Dampfmantel mit dem Dampfcylinder aus einem Stück gegossen, d. h. der Dampfmantel wird gebildet durch eine äussere Hülle, welche mit dem Dampfcylinder aus einem Stück gefertigt ist, wobei der ringförmige Zwischenraum zwischen beiden den **Dampfmantel** darstellt. Dieser Zwischenraum wird je nach der Grösse des Cylinders 40 bis 70 mm breit.

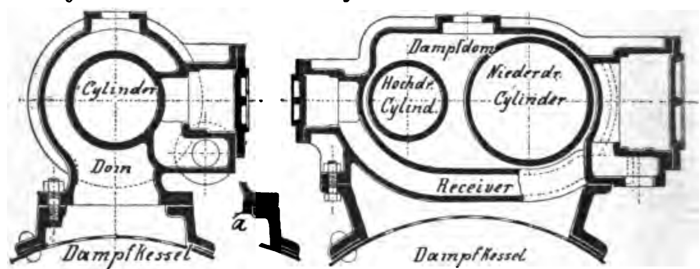
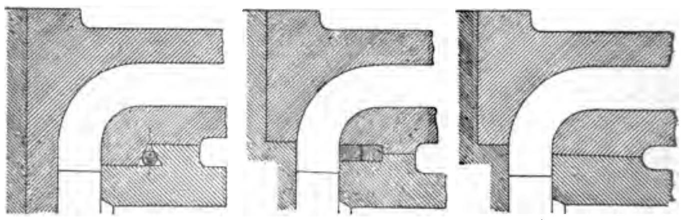


Fig. 561—562. Querschnitte von Lokomobilcylindern mit angegossenen Dampfmänteln.

Bei **stationären Maschinen** wird die Cylinderbüchse (Arbeitscylinder) stets für sich angefertigt und in den Cylinder eingesetzt (Fig. 580—582, Seite 116).

Das Wichtigste ist für den inneren Cylinder, den sogenannten **Cylindereinsatz,** einen besonders guten Guss zu verwenden und für **sorgfältige Abdichtung** desselben gegen den Arbeitsraum der Cylinder zu sorgen.

Die gebräuchlichste Verdichtung des Cylindereinsatzes ist diejenige mit **Kupfereinlagen,** wie in Fig. 564 gezeichnet. Sie lässt



Gummischnur, 8 mm Durchmesser. — Kupfereinlage, wird verstemmt. — Einpressen in schlankem Konus.

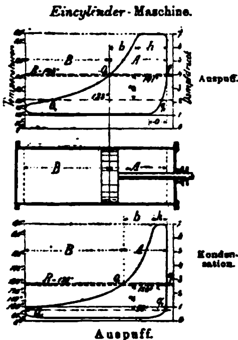
Fig. 563—565. Dichtungsmethoden der Einsatzcylinder.

sich jedoch nur ausführen, wenn die Stelle für den Ring zugänglich ist; dort, wo der Cylinderboden mit dem Cylinder aus einem Stück gegossen, findet die in Fig. 563 dargestellte Dichtung mittels **Gummischnur** Anwendung.

Auch das Einpressen des Einsatzcylinders in einem **schlanken Konus** ist gebräuchlich (Ausführung Fig. 565). Der Dampfcylinder wird in diesem Falle vor dem Einsetzen des Einsatzcylinders etwas angewärmt. Doch begnügt man sich auch häufig ohne letzteres.

Temperaturerhöhung durch Dampfmantel.

Eincylinder-Maschine.



Auspuff.

Eintrittsspannung 7 Atm. abs. (164° Cels.) Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 141° (mit Planimeter gemessen oder nach der Simsonschen Regel bestimmt).
Temperatur des Austrittsdampfes 103°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$\frac{141 + 103}{2} = 122^{\circ}.$$

Heizung des Dampfmantels mit Frischdampf.
Temperatur des Heizdampfes 164°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$\frac{164 + 122}{2} = 143^{\circ}.$$

Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel

$$a = 143 - 122 = 21^{\circ}.$$

Maschine mit Kondensation.
Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 126°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand 93°.

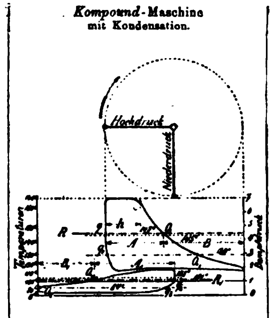
Heizung des Dampfmantels mit Frischdampf.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$\frac{164 + 93}{2} = 128^{\circ}.$$

Temperaturerhöhung $128 - 93 = 35^{\circ}$.

Man sieht aus obigem, dass das Niederschlagen des Arbeitsdampfes bei Kondensationsmaschinen ohne Dampfmantel fast während des ganzen Kolbenhubes (bis Q_1) stattfindet, dagegen mit Dampfmantel nur während des Kolbenweges A eintritt und auf dem Kolbenweg B ein Nachverdampfen stattfindet. Bei Anwendung des Dampfmantels wird also nicht nur die Menge des sich an der Cylinderwand niederschlagenden Dampfes verringert, sondern auch während der Strecke B durch die Verdampfung der an der Cylinderwand haftenden Wasserteilchen Arbeit gewonnen.

Kompound-Maschine mit Kondensation.



Hochdruckcylinder.

Eintrittsspannung 7 Atm. abs. (164° Cels.) Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 145°.
Temperatur des Austrittsdampfes 115°
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$\frac{145 + 115}{2} = 130^{\circ}.$$

Dampfmantel mit Frischdampf geheizt.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$R = \frac{164 + 130}{2} = 147^{\circ}.$$

Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel
$147 - 130 = 17^{\circ}$.

Niederdruckcylinder.

Temperatur des Eintrittsdampfes 115°.
Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 108°.
Temperatur des Austrittsdampfes 60°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

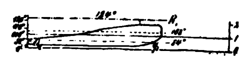
$$\frac{108 + 60}{2} = 84^{\circ}.$$

Heizung des Dampfmantels durch Receiverdampf.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$R_1 = \frac{117 + 84}{2} = 101^{\circ}.$$

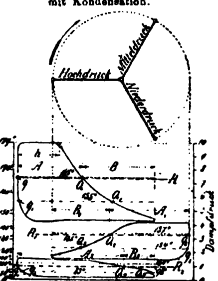
Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel
$101 - 84 = 17^{\circ}$.

Dampfmantel mit Frischdampf geheizt.



Mittlere Temperatur der Cylinderwand
$R_1 = 124^{\circ}$.
Temperaturerhöhung der Cylinderwand durch den Dampfmantel
$124 - 84 = 40^{\circ}$.

Dreifach-Expansions-Maschine mit Kondensation.



Hochdruckcylinder.

Frischdampf 10 Atm. abs. (179° Cels.)
Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 167°.
Temperatur des Austrittsdampfes 144°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$\text{Mantel} = \frac{167 + 144}{2} = 155^{\circ}.$$

Heizung mit Frischdampf.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$R = \frac{179 + 155}{2} = 167^{\circ}.$$

Temperaturerhöhung $167 - 155 = 12^{\circ}$

Mitteldruckcylinder.

Temperatur des Eintrittsdampfes 145°.
Mittlere Temperatur des Dampfes während der Arbeitsperiode 137°.
Austrittstemperatur 111°
Mittlere Temperatur der Cylinderwand 124°.

Mantelheizung durch Receiverdampf (Abdampf vom Hochdruckcylinder).
Temperatur des Heizdampfes 145°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$R_1 = \frac{145 + 124}{2} = 135^{\circ}.$$

Temperaturerhöhung durch Dampfmantel $135 - 124 = 11^{\circ}$.

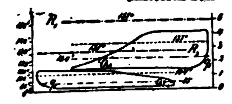
Niederdruckcylinder.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand ohne Mantelheizung 83°.
Mantelheizung durch Receiverdampf (Abdampf des Mitteldruckcylinders) 112°.
Mittlere Temperatur der Cylinderwand

$$R_2 = \frac{112 + 83}{2} = 98^{\circ}.$$

Temperaturerhöhung $98 - 83 = 15^{\circ}$.

Mitteldruck- und Niederdruckcylinder mit Frischdampf geheizt.



Mitteldruckcylinder.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand $R_1 = 151^{\circ}$.
Temperaturerhöhung $151 - 124 = 27^{\circ}$.

Niederdruckcylinder.

Mittlere Temperatur der Cylinderwand $R_2 = 131^{\circ}$.
Temperaturerhöhung $131 - 83 = 48^{\circ}$.

Der Nutzen des Dampfmantels steht augenscheinlich mit der durch denselben hervorgerufenen Temperaturerhöhung der Cylinderwand in gewisser Beziehung.

Zusammenstellung der Temperaturerhöhung
mit Berücksichtigung der günstigsten Heiztemperatur.

Tabelle 59a.

Eincylindermaschine mit Auspuff (Normaldampfdruck 7 Atm. abs.)

Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
	Kesseldampf	164°	143°	164°	− 21°
	günstigstem Heizdampf**)	206°	164°	164°	0°

Eincylindermaschine mit Kondensation (Normaldampfdruck 7 Atm. abs.)

Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
	Kesseldampf	164°	128°	164°	− 36°
	günstigstem Heizdampf**)	235°	164°	164°	0°

Kompoundmaschine mit Kondensation (Normaldampfdruck 7 Atm. abs.)

Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
Hochdruck I	Kesseldampf	164°	147°	164°	− 17°
	günstigstem Heizdampf	198°	164°	164°	0°
Niederdruck II	Kesseldampf	164°	124°	115°	+ 9°
	Dampf aus Zwischenkammer I—II*)	115°	101°	115°	− 14°
	günstigstem Heizdampf . .	146°	115°	115°	0°

Dreifach-Expansionsmaschine mit Kondensation (Normaldampfdruck 10 Atm. abs.)

Cylinder	Heizung des Dampfmantels mit	Heizdampf-temperatur	Mittl. Temperatur der Cylinderwand	Günstigste mittl. Temperatur	Differenz
Hochdruck I	Kesseldampf	179°	167°	179°	− 12°
	günstigstem Heizdampf	203°	179°	179°	0°
Mitteldruck II	Kesseldampf	179°	151°	145°	+ 6°
	Dampf aus Zwischenkammer I—II*)	145°	135°	145°	− 10°
	günstigstem Heizdampf**)	166°	145°	145°	0°
Niederdruck III	Kesseldampf	179°	131°	112°	+ 19°
	Dampf aus Zwischenkammer I—II	145°	114°	112°	+ 2°
	Dampf aus Zwischenkammer II—III	112°	98°	112°	− 14°
	günstigstem Heizdampf**) . . .	141°	112°	112°	0°

*) Zwischenkammer I—II ist die Übergangsleitung vom Hochdruck- zum Mitteldruckcylinder.
„ II—III „ „ „ „ Mitteldruck- zum Niederdruckcylinder.
**) Günstigster Heizdampf d. i. Dampf von solcher Temperatur, mit welcher die günstigste Temperatur der Cylinderwand

Günstigste Methode der Mantelheizung.

Tabelle 59b.

Maschinengattung	Cylinder	Art der Heizung
Eincylindermaschine	—	mit Kesseldampf.
Kompoundmaschine	Hochdruck	mit Kesseldampf.
	Niederdruck	mit Kesseldampf (oder mit Dampf aus Zwischenkammer I—II, wenn diese Heizung konstruktiv Vorteile bietet).
Dreifach-Expansionsmaschine	Hochdruck	mit Kesseldampf.
	Mitteldruck	mit Kesseldampf (oder mit Dampf aus Zwischenkammer I—II, wenn diese Heizung konstruktiv Vorteile bietet).
	Niederdruck	mit Dampf aus Zwischenkammer I—II.

Die günstigste Heiztemperatur (d. h. diejenige, bei welcher die Temperatur der Cylinderwand gleich oder etwas grösser als die Temperatur des Eintrittsdampfes ist) bedingt zum Teil eine Überhitzung des Manteldampfes, bezw. eine Drosselung desselben. Hiervon sei in Tabelle 59b abgesehen.

Dampfersparnisse in Prozenten des Gesamtdampfverbrauchs

durch Anwendung von Dampfmänteln für normale Leistung.

Dampfdruck in Atm. . . . . . =			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Eincylindermaschine	20 Pferdestärken	Auspuff	1	2	3	3,5	4	4,5						
		Kondensation	2	4	5	6	7							
	150 Pferdestärken	Auspuff	0,8	1,3	2	2,5	3							
		Kondensation	2	3	4	5	6							
Kompoundmaschine	50 bis 200 Pferdestärken	Auspuff			4	4	5	5,5	6					
		Kondensation			6	7	8							
	200 bis 1000 Pferdestärken	Auspuff			3	3,5	4	5	5,5					
		Kondensation		4	5	6	7							
Dreifach-Expansionsmaschine	100 bis 300 Pferdestärken	Auspuff						6	7	7,5	8	8	9	9
		Kondensation						9	10	11,5	12	12		
	300 bis 1000 Pferdestärken	Auspuff						4	5	6	7	7	8	8
		Kondensation						7	8	9	10	10		

Mehrkosten d. Maschinen durch Anwendung eines Dampfmantels.

Cylinderdurchmesser .	200	300	400	500
Mark	170	230	320	430

Der Schutzmantel (Umkleidung) um den Dampfcylinder.

Material: Eisenblech, Stahlblech oder Holz.

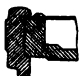
Blechstärke des Mantels $1^1/_2$—$2^1/_2$ mm.

Entfernung der $^5/_{16}$" Befestigungsschräubchen ca. 80 mm.

Der Raum zwischen Mantel und Cylinder wird mit einem schlechten Wärmeleiter, z. B. Kieselguhr, Filz etc., ausgefüllt.

Die **Befestigung der Umkleidung** geschieht entweder:





auf den Flansch, am Cylinder.



durch angegossene Nocken Fig. 573—576.



durch Blechwinkel,

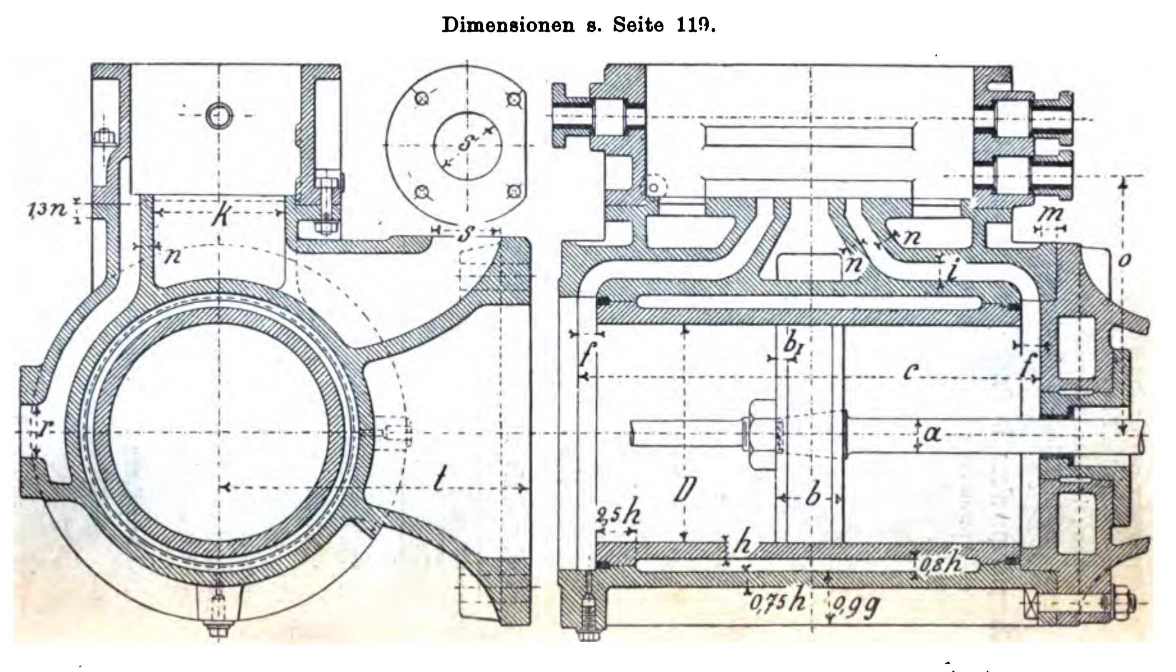


durch angegoss. Rippen, am Schieberkasten. Fig. 577—578.

am Fuss Fig. 579.

Dampfcylinder mit **Dampfhemd** und **angeschraubtem** Schieberkasten. Fig. 580—582.

Dimensionen s. Seite 119.



Dampfcylinder

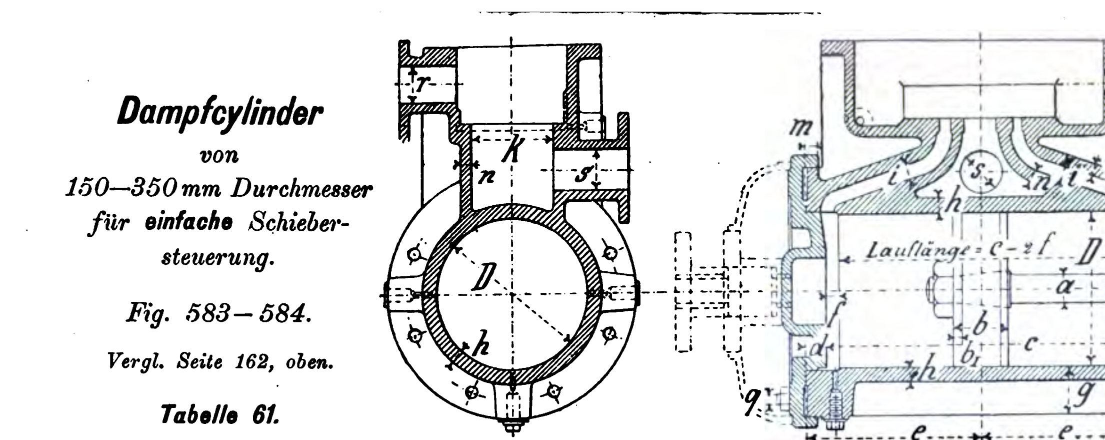
von

150—350 mm Durchmesser
für **einfache** Schieber-
steuerung.

Fig. 583—584.

Vergl. Seite 162, oben.

Tabelle 61.



Maschine		Kolben									Kanal						Schrb.		Schrb.				
H	*D*	*a*	*b*	b_1	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	Zahl	*p*	Zahl	*q*	*r*	*s*	*u*
200	**150**	28	75	12	280	20	160	17	65	20	12	80	280	21	13	—	4	20	6	20	35	45	80
300	**200**	36	80	12	390	25	220	18	70	20	14	110	340	23	14	—	4	20	6	20	45	55	105
400	**250**	43	90	14	500	30	280	20	75	22	18	140	400	25	16	350	4	23	8	20	60	70	130
500	**300**	50	100	16	610	35	340	22	85	23	24	170	470	28	18	408	5	26	8	23	75	90	160
600	**350**	55	110	18	720	40	400	24	95	24	28	210	540	30	20	465	5	29	10	23	90	110	190

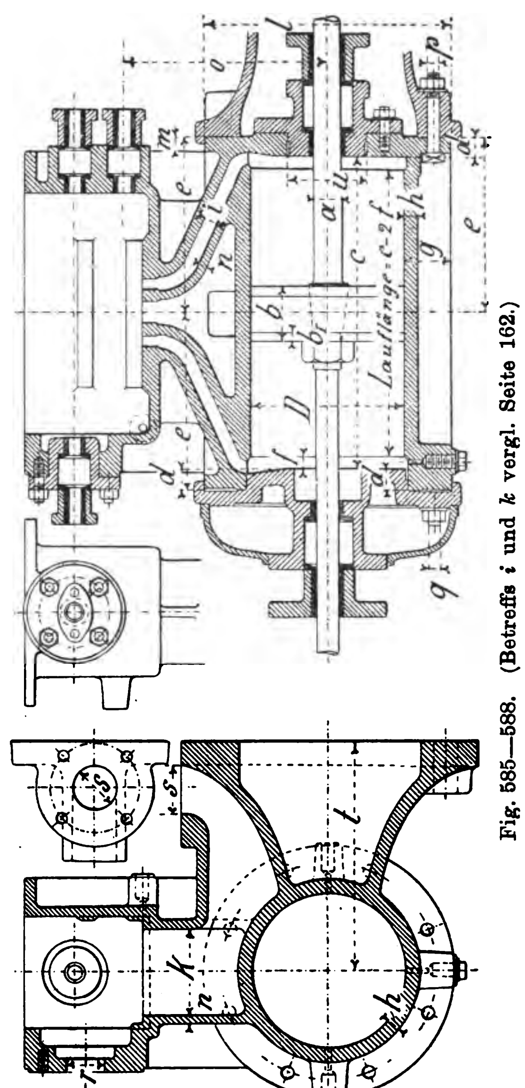


Fig. 585—588. (Betreffs *i* und *k* vergl. Seite 162.)

Dampfcylinder (*Fig.* 585—588)

von 250—700 Durchmesser für **Doppelschieber**-*Steuerung.* **Tabelle 62.**

Maschine		Kolben									Kanal						Schrb.		Schrb.					
H	*D*	*a*	*b*	b_1	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	Zahl	*p*	Zahl	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*
400	**250**	43	90	14	500	30	280	21	75	22	20	140	400	25	16	350	4	23	8	20	60	70	370	130
500	**300**	50	100	16	610	35	340	22	85	23	24	170	470	28	18	408	5	26	8	23	75	90	450	160
600	**350**	55	110	18	720	40	400	24	95	24	28	210	540	30	20	465	5	29	10	23	90	110	500	190
700	**400**	60	120	20	832	45	461	27	100	24	32	250	600	33	22	524	6	29	10	23	105	125	550	220
800	**450**	65	125	21	938	50	519	29	105	25	37	290	660	36	23	563	6	32	10	26	115	140	600	240
900	**500**	70	130	22	1044	55	577	31	110	25	42	330	720	38	24	640	8	32	12	26	130	160	650	250
1000	**550**	80	135	23	1150	60	635	32	115	26	46	370	780	40	26	705	8	35	14	26	145	180	700	260
1100	**600**	95	150	25	1316	65	723	33	120	26	50	410	840	42	28	—	10	35	14	29	160	200	750	270
1200	**700**	110	170	27	1440	70	790	35	130	27	55	450	960	45	30	—	10	39	16	29	180	230	800	290

Verbindung von Dampfcylinder und Rahmen.

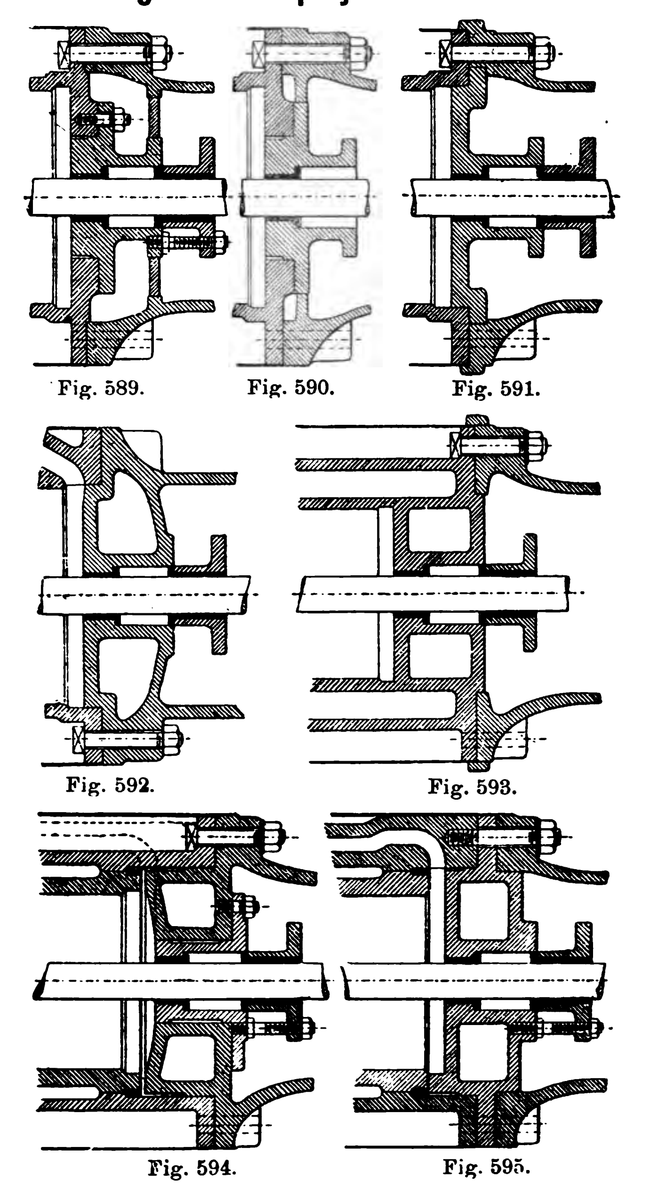
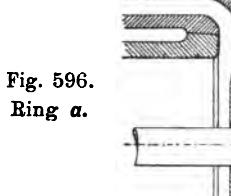


Fig. 589. Fig. 590. Fig. 591.

Fig. 592. Fig. 593.

Fig. 594. Fig. 595.



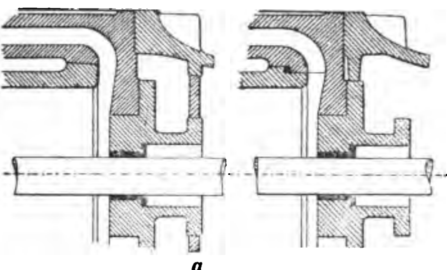


Fig. 596. Ring *a*.

Fig. 597.

Vorderer Cylinderdeckel. *Fig. 598 – 600 u. Tabelle 63*

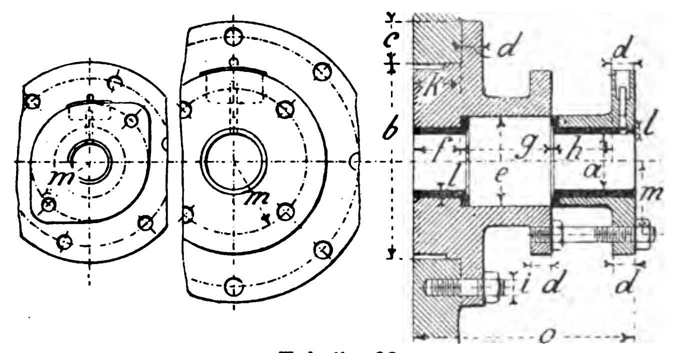


Tabelle 63.

Maschine										Schrb.					Schrb.		
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	Zahl	*i*	*k*	*l*	*m*	Zahl	*n*	*o*
200	**150**	28	80	40	19	60	25	62	42	4	16	35	3	55	2	13	148
300	**200**	36	105	50	22	70	30	75	49	4	16	40	4	64	2	16	176
400	**250**	43	130	55	24	80	35	85	55	6	16	40	5	72	2	20	199
500	**300**	50	160	55	26	90	40	95	60	6	20	45	6	79	3	20	221
600	**350**	55	190	55	27	95	45	100	64	6	20	50	6	82	3	20	236
700	**400**	60	222	60	28	100	50	105	68	6	20	55	7	84	3	20	251
800	**450**	65	240	60	29	105	55	110	72	8	20	60	7	88	3	23	266
900	**500**	70	250	60	30	110	60	115	76	8	20	60	8	90	3	23	281
1000	**550**	80	260	60	30	120	70	125	85	8	20	65	8	98	4	23	310
1100	**600**	95	270	65	32	140	85	140	96	8	23	70	9	110	4	26	353
1200	**700**	110	290	70	35	160	95	160	108	9	25	75	10	124	4	30	398

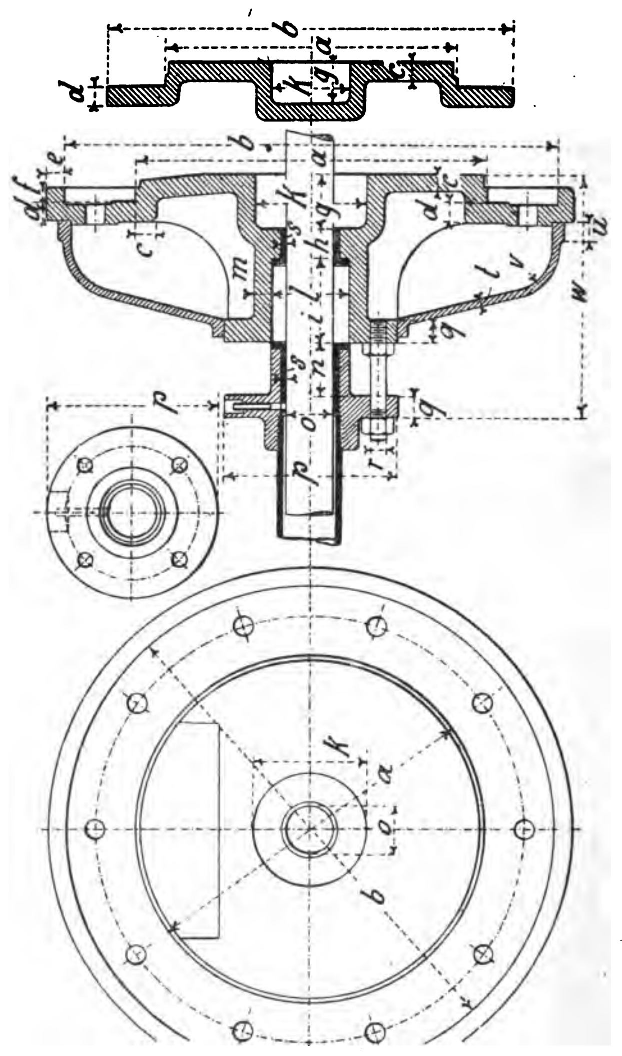


Fig. 601—604.

Hinterer Cylinderdeckel. *Fig. 601—604.* Tabelle 64.

Maschine																		Schrb.			Schutzhaube			
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	Zahl	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*
200	**150**	160	280	18	20	—	—	35	—	—	70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	**200**	210	340	20	21	—	—	45	—	—	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	**250**	260	400	22	23	—	—	55	—	—	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	**300**	310	470	23	24	15	14	60	30	95	115	90	18	60	50	206	26	3	20	6	7	15	60	271
600	**350**	365	540	24	26	16	15	65	35	100	120	95	20	64	55	212	27	3	20	6	8	16	65	291
700	**400**	415	600	26	28	20	16	70	40	105	130	100	21	68	60	216	28	3	20	7	9	18	65	311
800	**450**	465	660	28	30	22	18	75	40	110	150	105	22	72	65	230	29	3	23	7	10	20	70	326
900	**500**	515	720	30	32	24	20	80	45	115	155	110	23	76	70	234	30	3	23	8	11	22	75	346
1000	**550**	565	780	32	34	25	25	85	55	125	160	125	24	85	80	254	30	4	23	8	12	25	80	380
1100	**600**	615	840	34	36	26	27	95	65	140	175	140	25	96	95	280	32	4	26	9	13	30	85	418
1200	**700**	715	960	36	38	28	30	105	75	160	205	160	28	108	110	314	34	4	30	10	14	35	95	482

Hintere Cylinderdeckel und Kolbenstangenführungen.

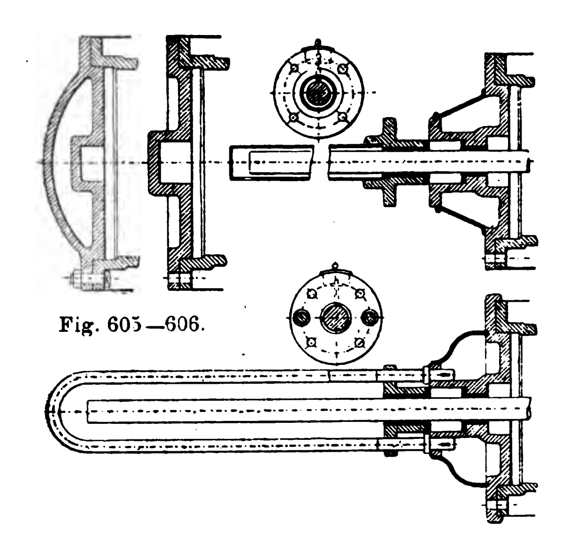


Fig. 605—606.

Fig. 607—608 für Maschinen unter 900 Hub.

Fig. 609—610 für Maschinen unter 900 Hub.

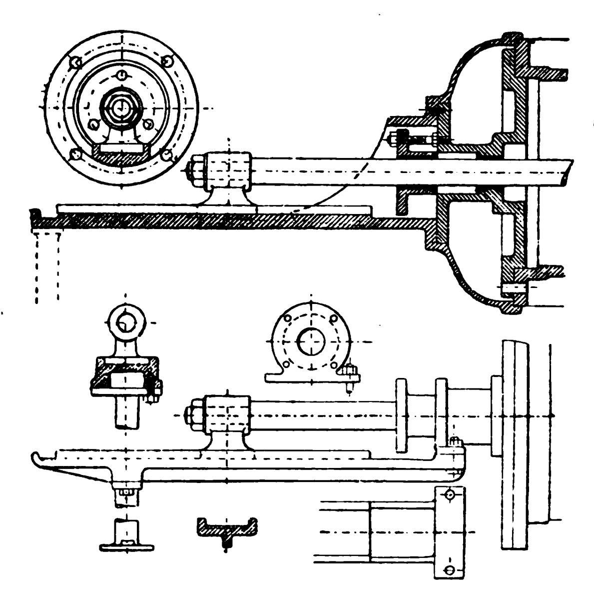


Fig. 611—612 für Maschinen über 900 Hub.

Fig. 613—617 für Maschinen über 900 Hub.



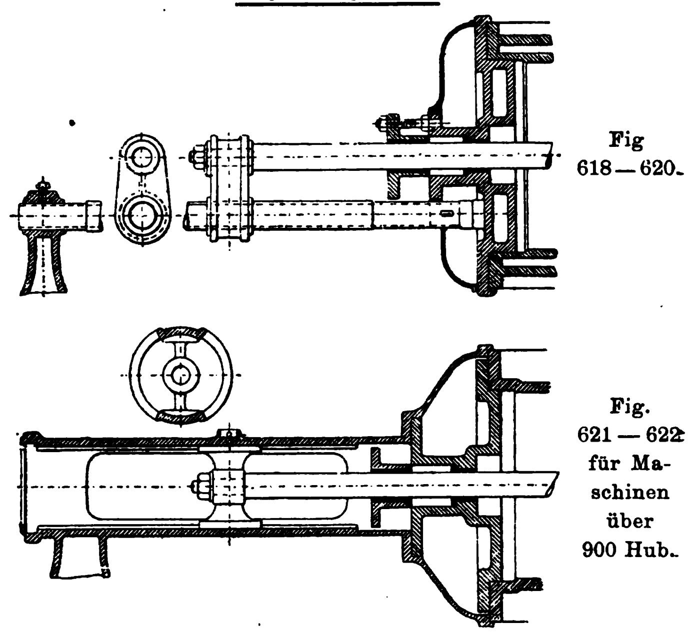


Fig 618—620.

Fig. 621—622 für Maschinen über 900 Hub.

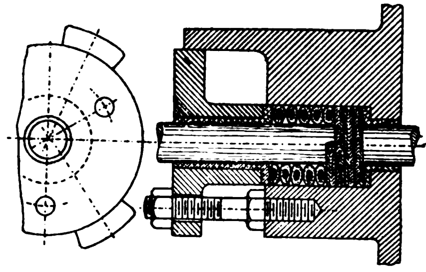
Um das **Unrundwerden** des Cylinders (als Folge der Durchbiegung der Kolbenstange) zu verhindern, hat man versucht, letztere dem Kolbengewicht entsprechend vermittelst Specialmaschinen, nach oben gekrümmt, herzustellen.

Die Amerikaner wenden die hintere Kolbenstangenführung im allgemeinen **nicht an,** machen dafür aber den **Kolben sehr breit** zur Erzielung grosser Laufflächen.

Stopfbüchspackung.

Die Packung in den Stopfbüchsen besteht aus **Hanf** oder **Baumwolle** mit Fett durchtränkt oder Baumwolle durch Federweiss schlüpfrig gemacht. Auch Asbest ist mit Vorteil versucht worden. Die mit Fett durchtränkten Packungen sind die billigsten und bequemsten, doch werden sie durch die hohe Temperatur des gegenwärtig angewendeten Hochdruckdampfes leicht zerstört. Die Federweisspackung leidet nicht an diesem Nachteil, doch greift diese die Stangen leicht an, besonders wenn die Packung nass oder fettig geworden ist. Für hohe Dampfspannung eignen sich **Metallpackungen,** die (bei nicht zu kleinen Durchmessern) gut dicht halten und weder von Dampf noch von Wasser angegriffen werden.

Fig. 623—624.
Stopfbüchspackung
mit
gefetteter Hanfschnur.



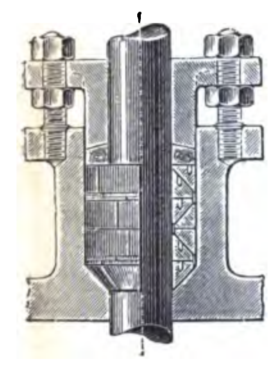


Fig. 625. Metallpackung der Howaldtwerke, Kiel.

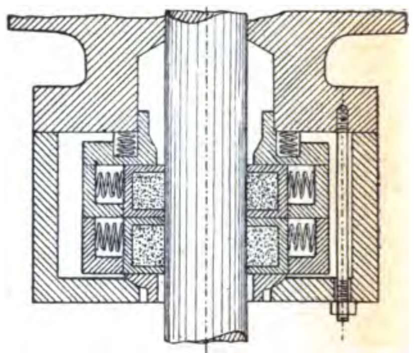
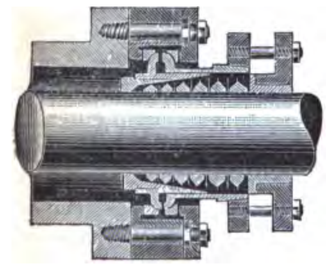


Fig. 626. The United States Metallic Packing Company, Ltd, Bradford.



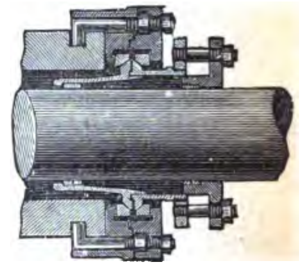


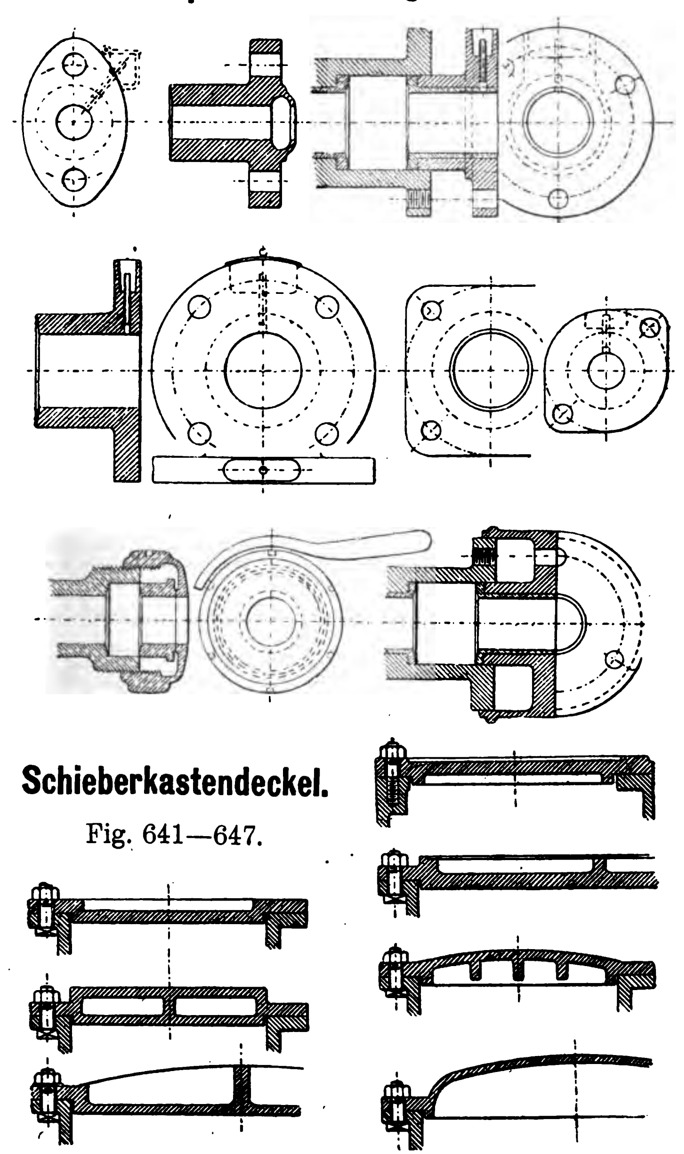
Fig. 627—628. Mackbeth-Stopfbüchsen.

Mackbeths bewegliche Patent-Stopfbüchsen.

Leopold Ziegler, Maschinenfabrik, Berlin N 65.

Diese Büchsen brauchen infolge ihrer Beweglichkeit nur leicht angezogen zu werden und dichten selbst bei durchgebogenen Kolbenstangen. Sie sind allen Verhältnissen leicht anzupassen und sowohl bei Maschinen als auch Pumpen gleich gut anzubringen. Fig. 627 zeigt die Anordnung für gewöhnlich und Fig. 628 für den Fall, dass der Raum zwischen Kreuzkopf und Cylinderdeckel etwas gering ist. Haltbarkeit vier bis zehn Jahre.

Stopfbüchsen.*) Fig. 629—640.



Schieberkastendeckel.

Fig. 641—647.

*) Normalien s. Abschnitt XV.

Der Schieberkasten und Schieberkastendeckel.

Material: Gusseisen, für Deckel auch wohl Schmiedeeisen und Flusseisen

Alle Formeln zur Berechnung der Widerstandsfähigkeit **ebener gusseiserner Wände** sind infolge der nicht in Rechnung ziehbaren lokalen Spannungen mit Vorsicht zu benutzen; d. h. den Einfluss der erwähnten lokalen Spannungen durch geeignet erscheinende Beanspruchungen zu berücksichtigen.

Unterlegt man der Berechnung jene Voraussetzungen, die zur Ableitung der Widerstandsformel für plattenförmige Wände in Haeders Dampfkessel (Seite 103 u. 107) benutzt worden sind, so ergiebt sich für Gusseisen, bei Annahme einer Beanspruchung von $k \sim 300$ kg per Quadratcentimeter und einem Dehnungskoefficienten $a = \frac{1}{75000}$:

Dampfdruck $p \sim 150 \frac{\delta}{l}$ Atm.

Plattendicke $\delta \sim \frac{p \cdot l}{150}$ cm

Der Bruch tritt ein bei $p \sim 1000 \frac{\delta}{l}$.

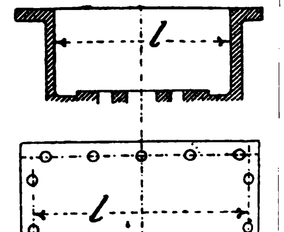


Fig. 648. Deckel.

Beispiel: Für die Maschine 400×700 sind für 6 Atm. Schieberkasten und Deckel zu berechnen.

1. Schieberkasten

$l = 56$ cm, $p = 6$

$$\delta = \frac{6 \cdot 56}{150} \sim 2 \text{ cm.}$$

2. Schieberkastendeckel.

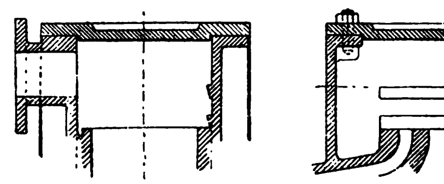
$l = 64$ cm, $p = 6$

$$\delta = \frac{6 \cdot 64}{150} \sim 2{,}6 \text{ cm.}$$

Werden zur Versteifung **Rippen** angewendet, so kann das δ etwas kleiner werden.

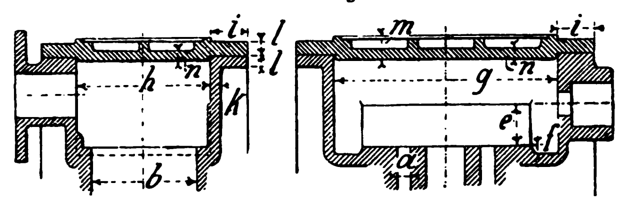
Es ist ratsam, den Schieberkasten bei Maschinen von 900 Hub aufwärts nicht anzugiessen, sondern anzuschrauben.

Anzahl und Stärke der **Deckelschrauben** s. Abschnitt II.


Fig. 649—650. Schieberkasten.

Schieberkasten, für einfache Schieber-Steuerung.

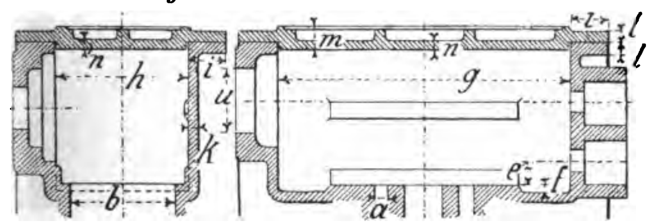
Passend zum Schieber S. 175. Fig. 651—652 u. Tabelle 65.



Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*
200	**150**	9	80	40	10	150	115	48	12	13	23	10
300	**200**	12	110	50	10	190	145	50	13	15	25	12
400	**250**	16	140	55	10	230	180	54	14	18	30	13
500	**300**	20	170	60	10	300	220	58	16	20	34	14
600	**350**	25	210	65	10	360	265	62	18	23	38	16

Schieberkasten, für Rider-Steuerung.

Fig. 653—654 und Tabelle 66.



Zur Steuerung Fig. 964—967								
	H	400	500	600	700	800	900	1000
	D	250	300	350	400	450	500	550
	u	85	105	125	145	170	190	215
	g	360	430	510	580	660	720	800

Die anderen Masse sind Tabelle 65 zu entnehmen.

Schieberkasten mit Deckel für Meyersche Steuerung.

Fig. 655—658 und Tabelle 67.

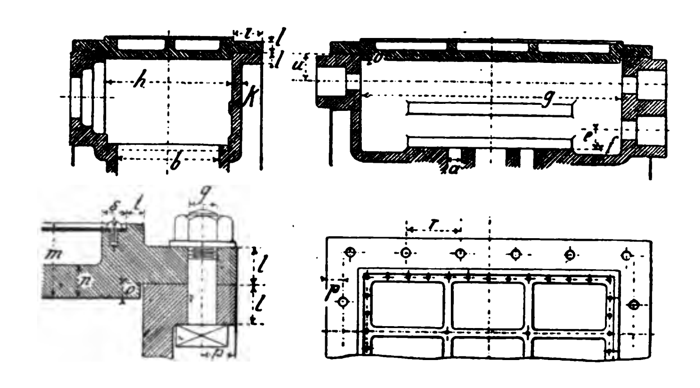


Tabelle 67.

Maschine															Schrb.					
H	D	a	b	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	Zahl	q	r	s	t	[illegible]
300	200	12	110	26	10	280	145	50	13	15	30	15	5	16	10	13	100	13	8	[illegible]
400	250	16	140	30	10	330	180	54	16	20	35	18	6	18	12	16	110	14	8	[illegible]
500	300	20	170	35	10	400	225	58	18	23	40	22	7	20	14	16	115	14	9	[illegible]
600	350	25	210	40	10	460	265	62	20	27	45	26	8	24	16	20	120	15	10	[illegible]
700	400	29	250	45	15	530	305	68	23	29	50	28	9	26	18	20	120	15	11	[illegible]
800	450	33	290	50	15	600	355	74	27	31	55	30	10	28	20	23	120	15	12	[illegible]
900	500	38	330	50	20	680	400	78	30	33	60	32	11	30	20	23	125	16	13	[illegible]
1000	550	42	370	55	20	750	440	84	34	37	65	34	12	33	22	25	130	16	14	[illegible]

Zur Abführung des sich bildenden **Kondenswassers** ist ein **Nocken** anzugiessen, vergl. S. 131, und möglichst der unteren Schieberkastenwand nach dem Nocken zu Fall zu geben, damit sich im Schieberkasten **Wasser nicht ansammeln** kann.

Betreffs der Kanaldimensionen vergl. Seite 109 u. 162.

Die Kondenshähne.

Zum Ablassen des Kondensationswassers sind nötig:

2 Hähne für die beiden Cylinderenden;

1 Hahn zum Schieberkasten;

1 Hahn ist ferner noch erforderlich, wenn der Cylinder Dampfhemd hat.

Die Rohre der einzelnen Kondenshähne dürfen **nicht vereinigt,** sondern müssen einzeln ins Freie geleitet werden; der Durchmesser der Rohre ist = ca. 1,3 d zu nehmen.

Die Enden derselben dürfen nicht in Wasser eintauchen.

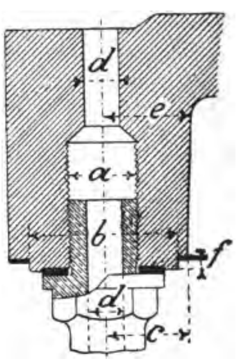


Fig. 659.

Nocken für Kondenshähne.

Tabelle 68. mm.

Cylinder-Durchm.	100—250	300 -450	500—650	700—1000
d	10	13	16	20
a	19	23	25	28
b	40	45	50	55
c	25	28	32	35
e	30	32	38	40
f	3	3	5	5

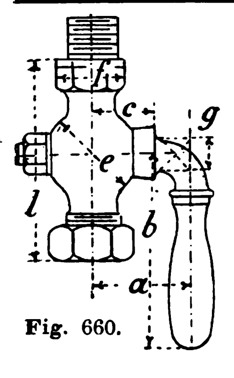


Fig. 660.

Kondenshähne.

Tabelle 69. mm.

d	*l*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*
6	80	40	90	25	40	30	8
10	90	45	95	30	45	35	10
13	100	50	105	35	50	40	13
16	110	55	115	40	55	45	16
20	120	60	120	45	60	50	18

Schmiervorrichtung für Dampfcylinder.

Fig. 661—666.

a) **Einfachste unvollkommene Methode:**

Ein Schmiergefäss mit Doppelküken mitten auf dem Cylinder.

Ein Schmiergefäss auf dem Schieberkasten.

b) **Bessere Schmierung:**

Ein Selbstöler auf dem Schieberkasten.

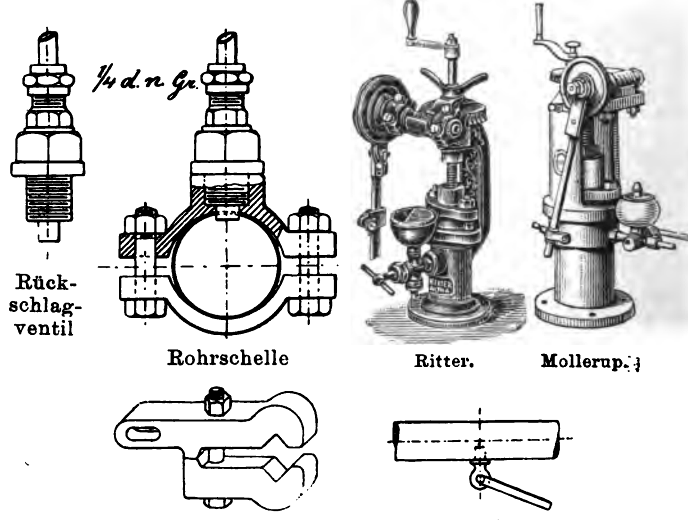
Ein Doppelküken auf dem Cylinder; wird in diesem Falle nur bei Bedarf benutzt.

c) **Beste Schmierung** (sollte ohne Ausnahme angewandt werden):

Eine mechanisch wirkende **Schmierpumpe,** welche durch ein Röhrchen von etwa 2 mm das Öl **in die Dampfleitung drückt;** das Öl verdampft und teilt sich allen inneren Organen, welche durch Dampf berührt werden, mit.

Die Ölpumpe wird am Maschinenrahmen oder an der Wand des Maschinenhauses montiert.

Die **Bewegung** des Apparates kann von der Schieber- oder Excenterstange, oder von irgend einem sich bewegenden Maschinenteil aus erfolgen. Zur Übertragung können auch Rollen und kräftige Schnur verwendet werden. Für die Einmündung des Schmierröhrchens in das Dampfrohr ist ein **Rückschlagventil** einzuschalten.



Rückschlagventil

Rohrschelle

Ritter.

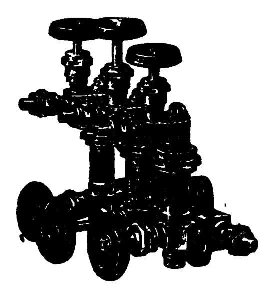
Mollerup.

Mitnehmer (Klaue) Mitnehmer (Oese)

werden an Excenter- oder Schieberstangen befestigt.

Ritters Ölverteilungs-Apparat (Fig. 667)

mit sichtbaren Öltropfen



gestattet von einer Schmierpumpe aus (deren Rohr an die Verschraubung c angeschlossen wird) Öl nach drei verschiedenen Stellen zu führen und jeden Weg für sich zu regulieren.

Preise der Ölverteiler ***(W. Ritter, Altona).***

Mit	1	2	3	Verteilern
Vernickelt	22	43	64	Mk.

Durchschnittlicher Ölverbrauch der Dampfmaschinen.

Für Dampfmaschinen von Pfdkr.	Ölverbrauch pr. 10 Stunden			Schmierpumpe	
	Cylinderöl Liter	Schmieröl Liter	Summa Liter	Inhalt Liter	Preis Mk.
1—8	0,2	0,5	0,7	0,1	90
8—15	0,5	1	1,5	0,2	120
15—30	0.8	2	2.8	0,3	150
30—50	1,2	3	4,2	0,4	180
50—100	1,8	4	5.8	0,5	210
100—200	2.2	5	7.2	0,6	240
200—500	2 5	6	8,5	1,0	270
500—1000	3	7	10	1,5	300

Bei grossen Maschinen empfiehlt sich das Auffangen und **Reinigen** des schon gebrauchten Schmieröles; durch nochmalige Verwendung desselben können 25—50% Ersparnis erzielt werden.

Preis pro Liter Cylinderöl, gewöhnliche Sorte . 0,50 Mk.
„ „ „ „ (Valvoline) . . . . 1,20 „
„ „ „ Schmieröl . . . . 0,40 „

Von der grössten Wichtigkeit für den Bestand der Schieber und der Kolbenringe ist eine **gute Schmierung** derselben, abgesehen davon, dass bei unzureichender Schmierung die Reibungswiderstände wachsen und mehr Dampf für die gleiche Leistung verbraucht wird, kann bei fortschreitender Abnutzung der Schieber die Betriebssicherheit der Maschine gestört werden. So z. B. wurde das Schiffsunglück auf Boot „**Heinrich**“*), bei welchem sechs Menschenleben verloren gingen, hervorgerufen durch Bruch des stark abgenutzten Schiebers im Hochdruckcylinder, indem der hochgespannte Dampf (12 Atm.) direkt in den Niederdruckcylinder trat, so dass der Schieberkastendeckel des letzteren platzte.

*) Ausführlich beschrieben Haeder „Montage und Maschinenbetrieb.“

Das Schwungrad.

Es bezeichne:

N die Anzahl der effektiven Pferdestärken der Maschine,
n die Umdrehungszahl pro Minute,
r den Kurbelradius in m,
l die Länge der Treibstange in m,
$\frac{r}{l}$ das Verhältnis der Kurbel zur Treibstange,
G das Gewicht des Schwungradkranzes in kg,
R den mittleren Radius des Kranzes in m,
v die mittlere Umfangsgeschwindigkeit in m pro Sekunde,
$\frac{1}{\delta} = \frac{v \text{ max.} - v \text{ min.}}{v}$ den Ungleichförmigkeitsgrad,
δ den Gleichförmigkeitsgrad.

Werte für δ.

Gewöhnliche Transmissions-Dampfmaschinen . . . $\delta = 60 - 80$
Für Spinnereibetrieb und elektr. Beleuchtung etc $\delta = 90 - 120$

Für **Eincylinder**-Dampfmaschinen ist:

$$G = 100\, i \frac{\delta N}{v^2 n}; \quad \delta = \frac{G v^2 n}{100\, i N}.$$

Der Koefizient i ist abhängig vom Füllungsgrad resp. der Gesamtexpansion und kann aus folgender Tabelle entnommen werden.

Werte von i für $\frac{r}{l} = 1/4$ bis $1/6$

und $s = 2$ bis $7\,\%$ schädlichen Raum.

Tabelle 70.

$\frac{p}{w}$ Gesamt-Expans.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h Füllung . . .	1	0,5	0,33	0,25	0,2	0,15	0,1	0,08	0,06	0,00
i Koeffizient . .	55	70	80	90	95	100	105	110	115	120

Beispiel: Für Maschine: $D = 400$; $H = 700$; $n = 85$; $N = 55$; $\frac{r}{l} = 1/5$; $R = 1{,}6$ m; $v = \frac{2 \cdot 1{,}6\, \pi\, 85}{60} = 14{,}2$ m; $h = 0{,}17$; $\delta = 50$ ist das Kranzgewicht:

$$G = 100 \cdot 95 \cdot \frac{50 \cdot 55}{14{,}2^2 \cdot 85} = 1525 \text{ kg}.$$

Das **Gesamtgewicht des Schwungrades** inkl. Arme und Nabe kann angenommen werden zu:

$$G_I = 1{,}35\, G.$$

Für **Zwillings- und Kompound-Dampfmaschinen** ist:

$$G = 30\, i \frac{\delta N}{v^2 n}.$$

N Gesamtleistung der Maschine,
δ findet sich bei Zweicylindermaschinen gewöhnl. grösser als 70.

Der Radkranz.

G_s sei das Gewicht des Segmentes von der Länge l,

$$C = \frac{G_s v^2}{g R}$$ die Centrifugalkraft.

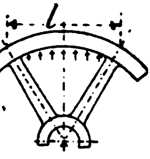


Fig. 668.

Man stellt sich das Stück l als einen gleichmässig belasteten fest eingeklemmten Balken vor, die Centrifugalkraft nach aussen wirkend als eine Summe gleicher Kräfte und nehme

$$\frac{Cl}{12} = Wk.$$

Der Schrumpfring *a* und die Schrauben *b*.

Die Spannung S_I im Radkranz bezogen auf den Querschnitt c—d kann gerechnet werden zu:

$$S_I = 0{,}11\ v^2 \text{ pro qcm.}$$

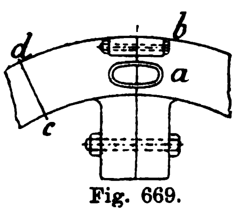


Fig. 669.

Darin ist die durch die Arme hervorgerufene Biegungsspannung inbegriffen. Auf den ganzen Flächeninhalt f bezogen, beträgt die Spannung $= f \cdot S_I$.

Bezeichnet nun noch:

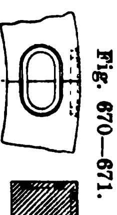
q den Querschnitt zweier Schrumpfringe,
q_I „ „ „ Schrauben,

so ist die Spannung S in den Schrumpfringen und in den Schrauben

$$S = \frac{f S_I}{q + q_I}.$$

Die **Arme** sind auf Zug (abreissen) durch die Centrifugalkraft und auf Biegung durch das vom Schwungrade zu übertragende Maximalmoment zu berechnen, die Beanspruchung nehme man:

für Gusseisen 90 kg pro qcm,
„ Schmiedeeisen 350 „ „ „


Fig. 670—671.

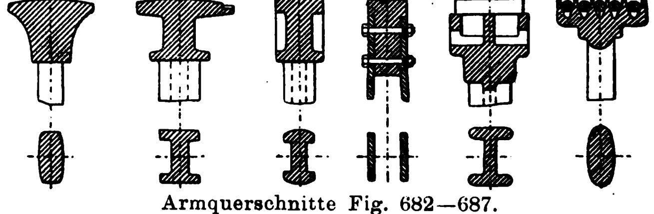
Schwungräder mit **hoher Umfangsgeschwindigkeit** verlangen eine sehr sorgfältige Kranzverbindung, die zur Verwendung kommenden Schrumpfringe sollen möglichst in dem Schwerpunktkreis des Radkranzes liegen, keinesfalls aber auf der Innenseite des Kranzes. Die Entfernung vom Schwungrad bis zum Kurbellager soll eine möglichst kleine sein.

Schwungräder. Fig. 672—699.

Fig. 672. Fig. 673.

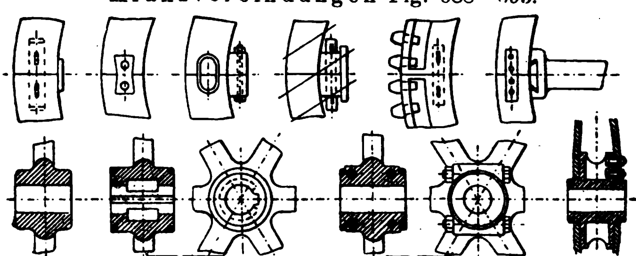
Fig. 674. Fig. 675.

Kranzquerschnitte Fig. 676—681.



Armquerschnitte Fig. 682—687.

Kranzverbindungen Fig. 688—693.



Schwungradnaben Fig. 694—699.

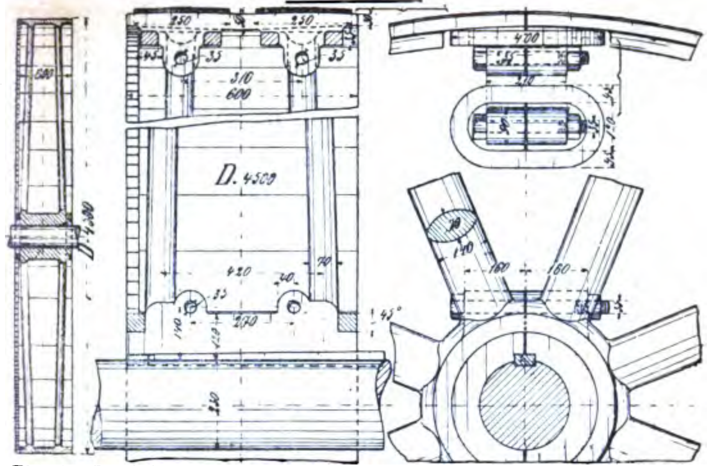


Fig. 700—703. Schwungrad, 4500 mm Durchm. für 2 Riemen, gehörend zu einer Kompoundmaschine $d=350$, $D=525$, $H=700$, $n=90$, z. Antrieb zweier Dynamos.

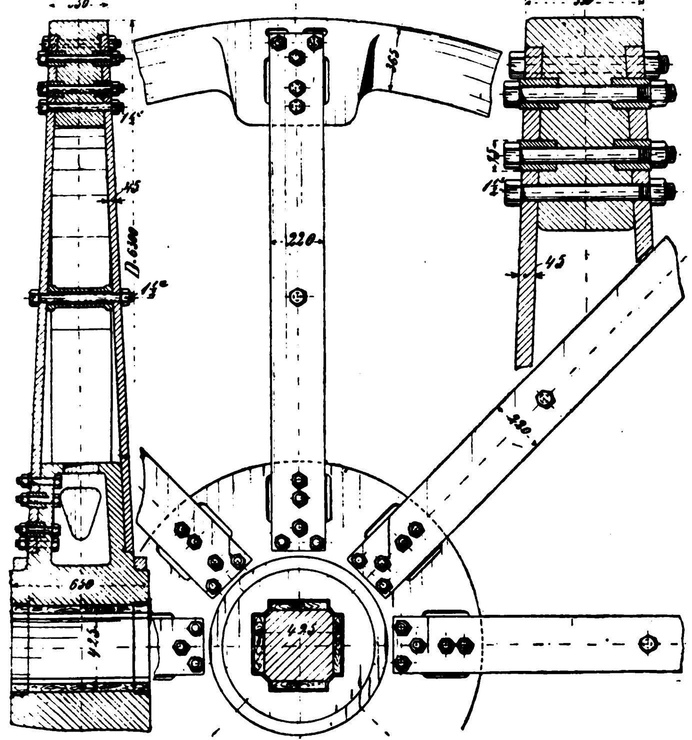


Fig. 704—706. Schwungrad, 6300 mm Durchm., zur Walzenzugmaschine $D=700$, $H=1100$, $n=80$, $p=5,5$ Atm. Duisb. Masch.-Akt.-Ges.

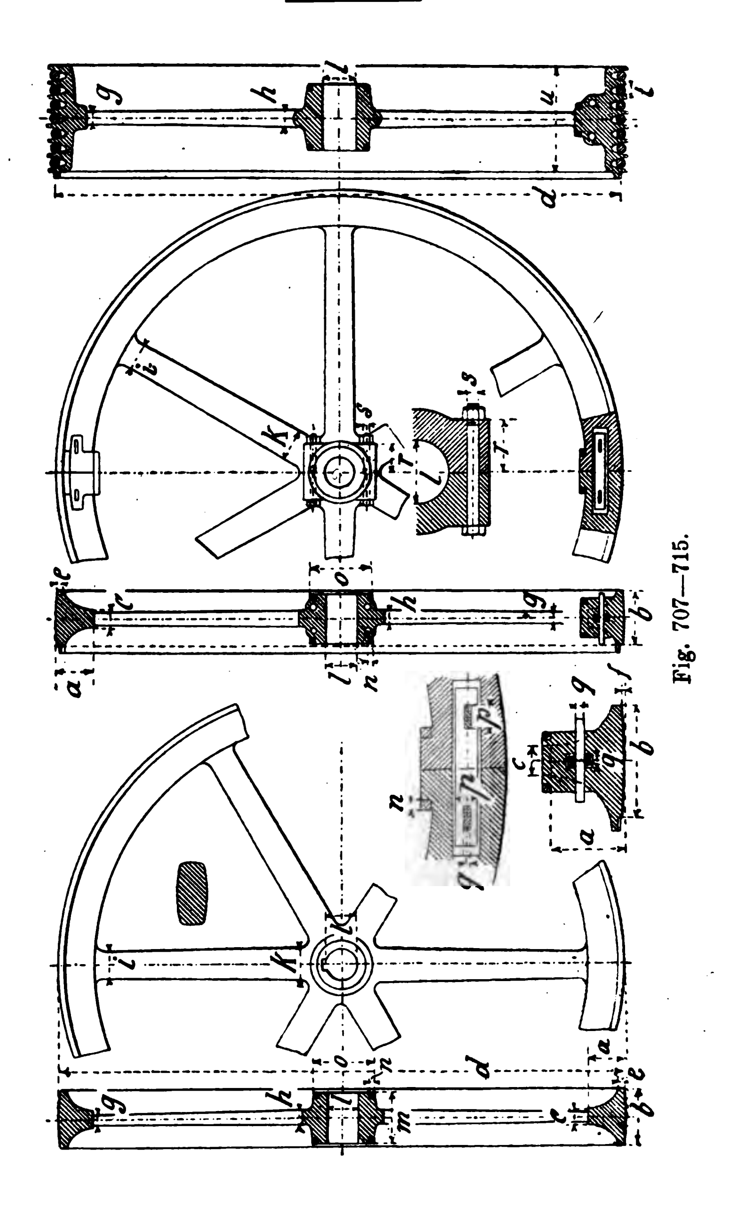


Fig. 707—715.

Schwungrad. *Fig.* 707—715. Tabelle 71. (für $\delta = 80$.).

Maschine		Als abgedrehtes Riemenscheiben-Schwungrad																		Schwerpunkt Durchm.	Kranz-Gew.	Als Seilscheibe		
H	D	d	b	a	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	d_I	kg	Seil-Zahl	t	u
200	150	1200	150	80	50	8	3	24	30	50	65	75	120	—	150	—	—	—	—	1140	180	—	—	—
300	200	1600	175	100	60	8	3	30	40	60	80	85	150	—	170	—	—	—	—	1530	420	—	—	—
400	250	2200	200	120	70	8	4	40	50	85	110	130	180	26	250	—	—	—	—	2120	600	3	40	170
500	300	2700	250	140	80	8	5	50	60	110	135	150	220	30	290	—	—	—	—	2610	950	4	40	210
600	350	3200	300	160	90	8	6	60	72	135	165	210	230	35	345	64	25	120	36	3100	1300	4	45	250
700	400	3700	370	170	100	9	7	70	83	160	190	235	270	35	380	72	29	140	40	3590	1800	5	50	340
800	450	4200	430	180	105	10	8	80	95	180	210	265	310	40	420	80	33	160	43	4080	2500	6	50	410
900	500	4600	500	190	115	11	9	90	108	190	225	300	350	42	490	88	36	180	46	4470	3500	7	50	475
1000	550	5200	550	200	125	12	10	100	120	200	240	330	400	45	540	100	40	200	50	5050	5000	8	50	540
1100	600	5800	600	220	140	13	11	110	130	210	250	360	450	48	590	115	45	225	54	5600	7000	9	50	646
1200	700	6500	650	240	160	15	12	125	145	230	270	390	500	50	650	130	50	250	58	6300	9500	10	50	714

Für schnellgehende Maschinen ist die obige Kranzverbindung nicht geeignet, man beachte S. 135. Die Wölbung des Kranzes von Riemenscheibenschwungräder mache man gleich 0,02 der Breite, vergl. Abschnitt XV, Riemenbetriebe.

Das Ausbohren der Nabe.

Um das **Schlagen** (Taumeln) des Schwungrades zu vermeiden, empfiehlt sich die folgende in Amerika beliebte Weise der Bearbeitung.

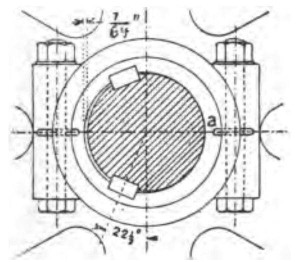


Fig. 716. Nabe ausbohren.

Die Nabe wird **centrisch** zum Radkranz auf den knappen Wellendurchmesser gebohrt, dann ist das Schwungrad auf der Planscheibe zu verschieben, um eine grössere zum Einbringen der Achse nötige Bohrung zu vollführen, welche die erste Bohrung bei *a* (Fig. 716) also gegenüber der anzubringenden tangiert.

Das nachträgliche Geraderichten eines schlagenden gusseisernen Schwungrades geschieht im Notfalle durch Kracken der Speichen, d. i. leichtes Hämmern derselben in ihrer ganzen Länge mit einem Hammer, wie die nebenstehende Figur zeigt.

Durch Hämmern der linken Seite verschiebt sich der Kranz in der Pfeilrichtung. Das Geraderichten eines Schwungrades von 3,5 m Durchmesser, welches 12 mm schlug, nahm 50 Minuten Zeit in Anspruch.

Alle Räder von der kleinsten Riemscheibe bis zum schwersten Seilscheibenschwungrad können so gerichtet werden.

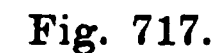


Fig. 717.

Ein bewährtes Verfahren, einem **Schlagen bezw. Taumeln** von Seilscheiben und grossen Schwungrädern vorzubeugen, sowie dem Monteur die Montage zu erleichtern, besteht in folgender Bearbeitung und Befestigung. Vorausgeschickt sei dabei, dass Seilscheiben von grossem Durchmesser und hoher Tourenzahl eine sorgfältige Montage bedingen, damit die Seile nicht zu schnell verschleissen. Kranz und Nabe werden geteilt angefertigt und durch schmiedeeiserne Arme verbunden, was besonders für Walzenzugmaschinen empfehlenswert ist. Wie dies geschieht und wie das Ausrichten vor sich geht, soll durch ein Beispiel mit Figur erläutert werden. Es handelt sich um eine Seilscheibe von 5900 mm Durchmesser und 10 Seilrillen. Dieselbe ist auf vierkantiger Achse aufzukeilen und besteht aus zwei Teilen.

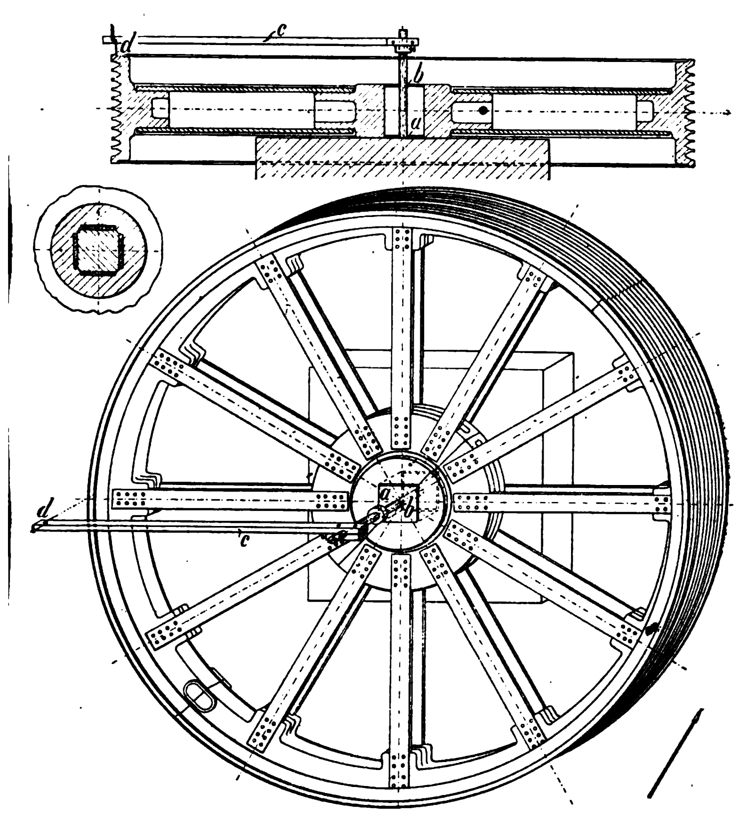
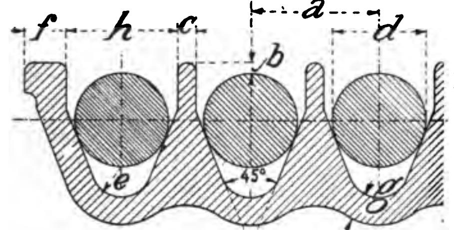


Fig. 718—720. Ausrichten von grossen Seilscheiben.

Der bearbeitete Kranz sowie die Nabe werden auf der Richtplatte, wie Fig. 718—720 zeigt, mittels Latte genau centriert, und die schmiedeeisernen, gebohrten und bestossenen Arme in die fertigen sogenannten Taschen der Nabe und des Kranzes eingepasst. Sodann sind die Löcher auf beiden Seiten anzureissen, zu bohren und mit den Armen zusammen aufzureiben. Bei der Montage werden nach Aufbringen der Nabe zunächst 4 Arme zum Halten des Kranzes aufgeschraubt, hernach die übrigen. Zum Schluss sind die Keile von beiden Seiten zugleich einzutreiben und man kann mit Sicherheit annehmen, dass die so behandelten Schwungräder nicht schlagen. Wird der Kranz vorher nicht bearbeitet, so lässt sich durch ein Strecken der Arme ein **genaues Rundlaufen** leicht erreichen.

Das Seilscheibenschwungrad.

Die gebräuchlichsten Seildurchmesser sind 40 bis 50 mm.



Der Kranzquerschnitt.

Fig. 721 und Tab. 72. Kranzquerschnitt für Seilscheiben.

Tabelle 72.

d	a	b	c	e	f	g	h
40	54	4	8	12,5	16	12	46
45	61	4,5	9	14	19	13,5	52
50	68	5	10	15,5	22	15	58

Die Bestimmung der Anzahl der Seile s. unter Abschnitt XV.

Der Regulator.

Statisch sind diejenigen Regulatoren, bei denen jeder Kugelstellung eine andere Tourenzahl entspricht.

Astatische Regulatoren haben konstante Umdrehungszahl bei beliebiger Kugelstellung und sind nur (s. auch S. 148) indirekt brauchbar.

Pseudo-astatische Regulatoren nähern sich stark dem statischen Zustande. Durch einen in möglichst engen Grenzen gehaltenen pseudo-astatischen Regulator ist gute Regulierung zu erzielen.

In nachstehendem bedeutet:

P **Gewicht einer Kugel** plus halbes Kugelstangengewicht in kg,

Q **Hülsengewicht** plus halbes Hülsenstangengewicht in kg,

R **Widerstand** von Regulator und Stellzeug, reduziert auf Hülse, in kg,

n_I, n, n_{II} grösste, normale und kleinste **Tourenzahl** pro Min.,

β_I, β, β_{II} grösster, normaler und kleinster **Ausschlagwinkel** in Grad,

$\frac{1}{\delta_0}$ **Ungleichförmigkeitsgrad** des Schwungrades,

$$\frac{1}{\delta} = \frac{n_I - n_{II}}{n} \text{ Ungleichförmigkeitsgrad, } \frac{1}{\delta} = \sim 0{,}9\,\frac{1}{\delta_0},$$

s **Hülsenhub,**

d **Kugeldurchmesser.**

Für die Normaltourenzahl n ist in den Gleichungen $R = 0$ zu setzen.

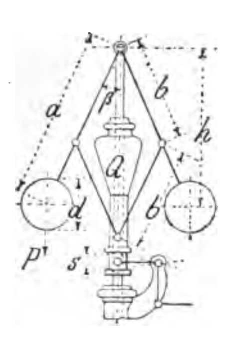


Fig. 722.
Der **Watt**sche Regulator (statisch).

$$n^2 = \frac{894}{a \cos \beta} \cdot \left(1 + \frac{Q b}{P a}\right),$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{R b}{P a + Q b}.$$

Masse in m.

Folgende Annahmen geben gute Verhältnisse:

$$\frac{Q}{P} = 0 \text{ bis } 4;$$

$$\frac{b}{a} = 0{,}6;$$

$$s = 0{,}12\, b;$$

$$d = \frac{b}{2};$$

$$\beta = 25^0;$$

$$\frac{1}{\delta} = 0{,}03.$$

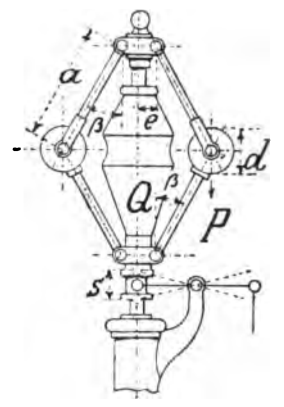


Fig. 723.
Der **Porter**sche Regulator (statisch).

$$n^2 = 900 \frac{1 + \frac{Q \pm R}{P}}{a \cos \beta + e \operatorname{ctg} \beta},$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{R}{P + Q}.$$

Masse in m.

Mit den in nachstehender Tabelle angegebenen Hauptdimensionen kommt man so ziemlich für alle gangbaren Maschinengrössen aus.

Tabelle 73. ***Porter.*** mm.

$n =$	150	140	130	120	110	100	90
$a =$	220	260	300	360	420	500	600
$e =$	22	26	30	36	42	50	60
$s =$	30	40	50	60	70	80	90
$d =$	80	105	130	150	170	190	200

$$\frac{Q}{P} = \sim 4, \quad \beta = 35^0.$$

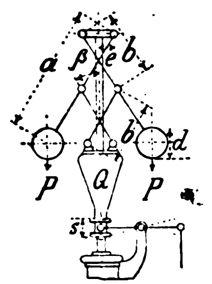


Fig. 724. Der **Kley**sche Regulator (astatisch).

$$n^2 = \frac{894}{a\cos\beta - e\operatorname{ctg}\beta}\left(1 + \frac{Qb}{Pa}\right).$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{Rb}{Pa + Qb}.$$

Masse in m.

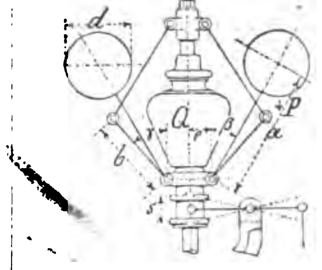


Fig. 725. Der **Proell**sche Regulator (pseudo-astatisch).

$$n^2 = 900\,\frac{-1 + \frac{Q + 2P \pm R}{P}\cdot\frac{b}{a}\cdot\frac{\sin\gamma}{\sin\beta}}{a\cos\beta + e\operatorname{ctg}\beta}$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{R}{-P\frac{a}{b}\cdot\frac{\sin\gamma}{\sin\beta} + Q + 2P}$$

Masse in m.

Mit den in nachstehenden Tabellen angegebenen **Hauptdimensionen** kommt man so ziemlich für alle gangbaren Maschinengrössen aus.

Tabelle 74. ***Kley.*** mm.

$n =$	110	100	90	85	80	75	70
$a =$	335	390	450	545	635	750	900
$e =$	22	26	30	36	42	50	60
$s =$	55	60	70	85	100	120	140
$d =$	115	135	150	180	210	250	280

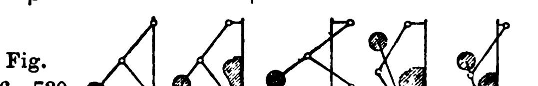
$\frac{b}{a} = 0{,}7$ bis $0{,}5$; $\frac{Q}{P} = \sim 4$; $\beta = 30^0$.

Tabelle 75. ***Proell.*** mm.

$n =$	135	125	115	110	105	100	95
$a =$	200	240	280	320	360	410	460
$b =$	140	170	195	225	250	285	320
$e =$	22	26	30	36	42	50	60
$s =$	50	55	60	65	70	75	80
$d =$	100	120	140	160	180	205	230

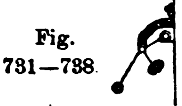
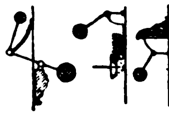
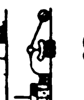
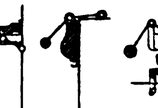
$\frac{Q}{P} = \sim 4$; $\beta = 20^0$; $\gamma = 30^0$.

Fig. 726—730.




Watt. Porter. Kley. Proell. Hartung.

Fig. 731—738.

Cosinus. Buss. Ericsson. Göpel. Ottos Gasmot. Girard.

Eisenwerk Lauchhammer.

Regulatoren mit leichter Urne

zur Einwirkung auf Drosselklappe, Regulierventil, Auslösungsmechanismus von Präcisionssteuerungen mit geringem Kraftbedarf.

Fig. 739.

Regulatoren, Pat. Proell, mit leichter Urne. Fig 739.

Tabelle 76.

Nummer des Regulators		I	II	III	IV
Grösster Cylinderdurchmesser		200	300	450	600
Tourenzahl pro Minute	n	**120**	**100**	**90**	**80**
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel	h	350	470	570	660
Grösste Breitendimension der ausschlagenden Kugeln	A	390	500	600	690
Hülsenhub	s	**40**	**50**	**60**	**70**
Dicke der Spindel unterhalb Bund	d	25	30	35	40
Durchmesser des Zapfens	d_1	20	25	30	35
Länge der Spindel	l	500	620	750	900
Länge des Zapfens	l_1	50	60	70	80
Höhe der Hülse	b	20	25	30	35
Innerer Hülsendurchmesser	c	40	50	55	65
Äusserer Hülsendurchmesser	e	60	75	85	100
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkante Bund	a	35	45	55	65
Bundhöhe	v	14	17	20	25
Verstellungskraft in der Hülse in kg	Q	**0,5**	**1,0**	**1,5**	**2**
Arbeitsvermögen des Regulators $E = Qs$ in kgmm	Qs	20	50	90	140
Gewicht des Regulators in kg		24	37	60	85

Eisenwerk Lauchhammer

Regulatoren mit schwerer Urne

zur Einwirkung auf Steuerungen mit grossem Kraftbedarf: Farcot-, Rider-, Coulissen-, zwangläufige Ventil-Steuerung etc.

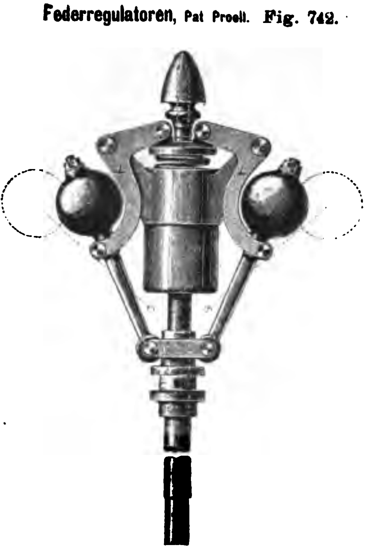
Fig. 740—741.

Regulatoren, Pat. Proell, mit schwerer Urne, Fig 740—741.

Tabelle 77.

Nummer des Regulators		Ia	IIa	IIIa	IVa	Va
Grösster Cylinderdurchmesser		250	400	500	600	700
Tourenzahl pro Minute	n	**145**	**130**	**115**	**107**	**120**
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel	h	420	470	570	600	660
Grösste Breitendimension der ausschlagenden Kugeln	A	445	510	615	700	700
Hülsenhub	s	**55**	**65**	**75**	**80**	**80**
Dicke der Spindel unterhalb Bund	d	30	30	35	40	40
Durchmesser des Zapfens	d_1	25	25	30	35	35
Länge der Spindel	l	550	620	750	900	900
Länge des Zapfens	l_1	60	60	70	80	80
Höhe der Hülse	b	23	25	30	35	35
Innerer Hülsendurchmesser	c	45	50	55	65	65
Äusserer Hülsendurchmesser	e	70	75	85	100	100
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkante Bund	a	43	45	55	65	65
Bundhöhe	v	16	17	21	25	25
Verstellungskraft in der Hülse in kg	Q	**1,3**	**2,0**	**2,5**	**3,4**	**4,3**
Arbeitsvermögen des Regulators $E = Qs$ in kgmm	Qs	71,5	130	187,5	272	344
Gewicht des Regulators in kg		40	54	85	120	130

Federregulatoren, Pat Proell. Fig. 742.



Eine **kräftige Spiralfeder** ersetzt in diesem neuen Regulator das sonst übliche zur Erzeugung eines gewissen Betrages von Verstellungskraft nötige Belastungsgewicht der Hülse.

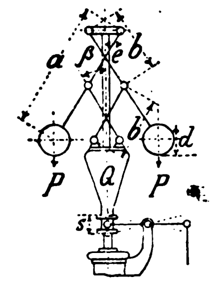


Fig. 724. Der **Kley**sche Regulator (astatisch).

$$n^2 = \frac{894}{a\cos\beta - e\,\mathrm{ctg}\,\beta}\left(1 + \frac{Qb}{Pa}\right).$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{Rb}{Pa + Qb}.$$

Masse in m.

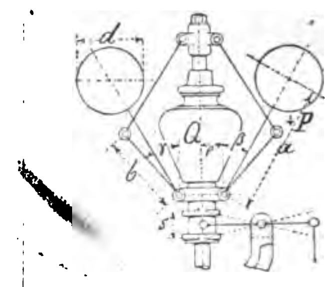


Fig. 725. Der **Proell**sche Regulator (pseudo-astatisch).

$$n^2 = 900\,\frac{-1 + \frac{Q + 2P \pm R}{P} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{\sin\gamma}{\sin\beta}}{a\cos\beta + e\,\mathrm{ctg}\,\beta}$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{R}{-P\frac{a}{b}\cdot\frac{\sin\gamma}{\sin\beta} + Q + 2P}$$

Masse in m.

Mit den in nachstehenden Tabellen angegebenen Hauptdimensionen kommt man so ziemlich für alle gangbaren Maschinengrössen aus.

Tabelle 74. ***Kley.*** mm.

$n =$	110	100	90	85	80	75	70
$a =$	335	390	450	545	635	750	900
$e =$	22	26	30	36	42	50	60
$s =$	55	60	70	85	100	120	140
$d =$	115	135	150	180	210	250	280

$\frac{b}{a} = 0{,}7$ bis $0{,}5$; $\frac{Q}{P} = \sim 4$;

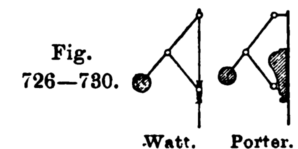
$\beta = 30^0$.

Tabelle 75. ***Proell.*** mm.

$n =$	135	125	115	110	105	100	95
$a =$	200	240	280	320	360	410	460
$b =$	140	170	195	225	250	285	320
$e =$	22	26	30	36	42	50	60
$s =$	50	55	60	65	70	75	80
$d =$	100	120	140	160	180	205	230

$\frac{Q}{P} = \sim 4$; $\beta = 20^0$; $\gamma = 30^0$.

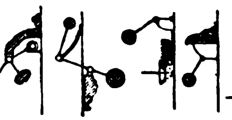
Fig. 726—730.

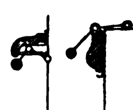


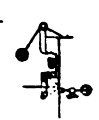


Watt. Porter. Kley. Proell. Hartung.

Fig. 731—738.







Cosinus. Buss. Ericsson. Göpel. Ottos Gasmot. Girard.

Eisenwerk Lauchhammer.

Regulatoren mit leichter Urne

zur Einwirkung auf Drosselklappe, Regulierventil, Auslösungsmechanismus von Präcisionssteuerungen mit geringem Kraftbedarf.

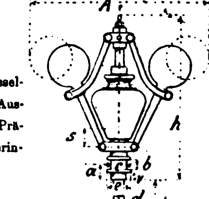


Fig. 739.

Regulatoren, Pat. Proell, mit leichter Urne. Fig 739.

Tabelle 76.

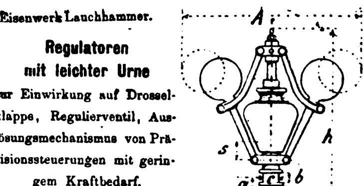
Nummer des Regulators		I	II	III	IV
Grösster Cylinderdurchmesser		200	300	450	600
Tourenzahl pro Minute	n	120	100	90	80
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel	h	380	470	570	660
Grösste Breitendimension der ausschlagenden Kugeln	A	390	500	600	690
Hülsenhub	s	40	50	60	70
Dicke der Spindel unterhalb Bund	d	25	30	35	40
Durchmesser des Zapfens	d_1	20	25	30	35
Länge der Spindel	l	500	620	750	900
Länge des Zapfens	l_1	50	60	70	80
Höhe der Hülse	b	20	25	30	35
Innerer Hülsendurchmesser	c	40	50	55	65
Äusserer Hülsendurchmesser	e	60	75	85	100
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkante Bund	a	35	45	55	65
Bundhöhe	v	14	17	20	25
Verstellungskraft in der Hülse in kg	Q	0,5	1,0	1,5	2
Arbeitsvermögen des Regulators $E = Q_s$ in kgmm	Q_s	20	50	90	140
Gewicht des Regulators in kg		24	37	60	85

Eisenwerk Lauchhammer

Regulatoren mit schwerer Urne

zur Einwirkung auf Steuerungen mit grossem Kraftbedarf: Farcot-, Rider-, Coulissen-, zwangläufige Ventil-Steuerung etc.

Fig. 740—741.

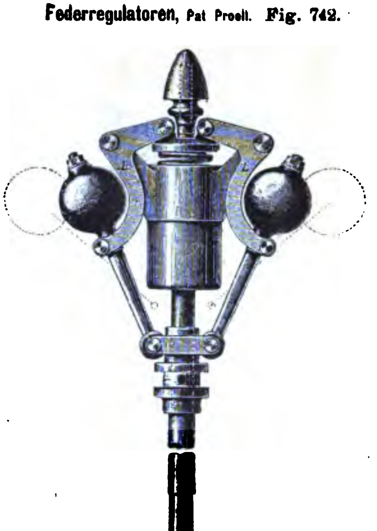


Regulatoren, Pat. Proell, mit schwerer Urne, Fig 740—741.

Tabelle 77.

Nummer des Regulators		Ia	IIa	IIIa	IVa	Va
Grösster Cylinderdurchmesser		250	400	500	600	700
Tourenzahl pro Minute	n	145	130	115	107	120
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel	h	420	470	570	660	660
Grösste Breitendimension der ausschlagenden Kugeln	A	445	510	615	700	700
Hülsenhub	s	55	65	75	80	80
Dicke der Spindel unterhalb Bund	d	30	30	35	40	40
Durchmesser des Zapfens	d_1	25	25	30	35	35
Länge der Spindel	l	550	620	750	900	900
Länge des Zapfens	l_1	60	60	70	80	80
Höhe der Hülse	b	23	25	30	35	35
Innerer Hülsendurchmesser	c	45	50	55	65	65
Äusserer Hülsendurchmesser	e	70	75	85	100	100
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkante Bund	a	43	45	55	65	65
Bundhöhe	v	16	17	21	25	25
Verstellungskraft in der Hülse in kg	Q	1,3	2,0	2,5	3,4	4,3
Arbeitsvermögen des Regulators $E = Q_s$ in kgmm	Q_s	71,5	130	187,5	272	344
Gewicht des Regulators in kg		40	54	85	120	130

Federregulatoren, Pat Proell. Fig. 742.



Eine kräftige Spiralfeder ersetzt in diesem neuen Regulator das sonst übliche zur Erzeugung eines gewissen Betrages von Verstellungskraft nötige Belastungsgewicht der Hülse.

Nummer des Regulators.	0	1	2	3	4	5	6
Umdrehungen in der Minute	280	260	240	220	200	180	160
Verstellungskraft ... kg	1,5	2,0	4	6	10	14	22
Hub der Hülse ... mm	40	50	60	70	80	95	115
Arbeitsvermögen ... mm×kg	60	100	240	420	800	1330	2530
Gewicht ... kg	20	30	45	70	110	175	275
Preis (blank polirt) ... **Mk.**	**125**	**150**	**175**	**225**	**275**	**350**	**450**
D	340	400	500	600	700	800	900
H	350	450	550	650	750	850	950
L	450	550	650	775	900	1050	1200
l	50	60	70	80	90	100	110
d	30	35	40	45	50	60	70
d_1	25	30	35	40	45	50	55
g	23	25	30	35	40	45	60
c	45	50	60	70	80	95	115
e	70	75	90	105	125	145	170
i	28	30	35	45	50	60	75
k	15	15	15	15	20	20	25

Fig. 743—744 u. Tabelle 78. Regulator von *R. Trenk, Erfurt.*

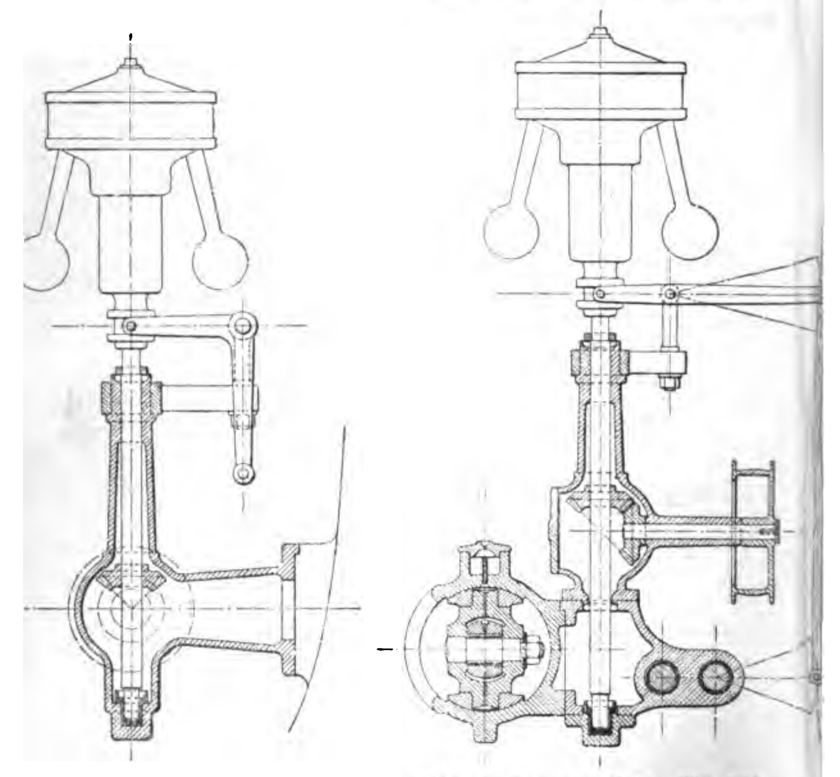
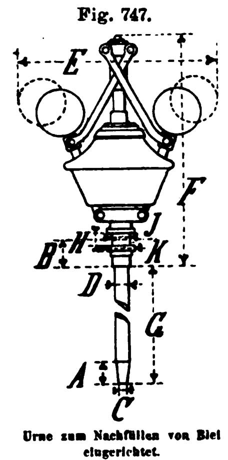


Fig. 745. Regulatorständer nach *R. Trenk, Erfurt.* Fig. 746.

Fig. 747.



Urne zum Nachfüllen von Blei eingerichtet.

Pseudo-astatischer Regulator

mit umgekehrter Kugelaufhängung

von **Herm. Hartung, Dusseldorf.**

(Die Nummern 1–4 erhalten massive Urne und sind für Drosselklappe, Regulirventil etc. bestimmt.)

Laufende Nummer	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Grösster Cyl.-Durchm. für										
Rider	225	275	325	400	500	600	800	—	—	mm
Meyer	180	225	300	350	400	500	750	—	—	„
Farcot-od. Schleppschieber	250	300	350	450	550	800	1000	—	—	„
Zwangl. Ventilsteuerung	—	250	300	400	500	600	1000	—	—	„
Tourenzahl pro Minute	145	130	115	107	120	120	120	120	110	„
Energie	1,3	2,0	2,5	3,5	4,5	10	16	22	32	kg.
Arbeits-Vermögen*)	71,5	130	187,5	280	360	700	1320	3080	4800	„
Muffenhub	55	65	75	80	80	100	120	140	150	mm
Dimension A	60	66	70	80	80	90	90	—	—	„
„ B	46	50	55	65	65	65	67	72	80	„
„ C	20	20	25	30	30	35	40	—	—	„
„ D	30	35	35	40	40	46	50	55	65	„
„ E	445	510	615	700	700	780	880	980	1006	„
„ F	470	515	610	710	710	800	920	960	1100	„
„ G	550	620	750	900	900	1000	1000	1100	1345	„
„ H	26	30	30	34	34	35	35	42	50	„
„ I	45	51	56	70	70	80	88	90	100	„
„ K	74	78	90	100	110	112	124	130	180	„

*) Product aus Energie mal Muffenhub bei 2% Geschwindigkeits-Aenderung.

Fig. 748.

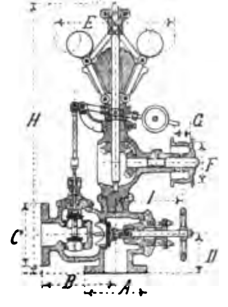


Fig. 749.



Universal-Regulier-Apparat, Fig. 748—749 von Herm. Hartung, Düsseldorf.

Tabelle 80.

Laufende Nummer	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Durchmesser des Dampfrohres	30/35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Gewöhnliche Tourenzahl pr. Min.	185	185	185	170	170	170	155	155	156	155
Energie in der Ventilstange bei 2% Geschwindigkeitsänderung in kg	1,8	1,8	1,8	4	4	4	6	6	6	6
Dimension A	130	140	160	175	185	200	215	230	245	260
„ B	180	180	185	220	225	230	265	270	270	285
„ C	130	140	160	175	185	200	215	230	245	260
„ D	95	95	105	115	120	135	145	156	156	175
„ E	290	290	290	380	380	380	445	445	445	445
„ F	100	100	100	125	125	125	140	140	140	140
„ G	50	50	50	65	65	65	70	70	70	70
„ H	660	670	750	810	820	845	1045	1065	1065	1080
„ J	190	190	190	220	220	220	275	275	275	275
Preis in Mark	175	185	195	220	235	255	280	300	320	385

Fig. 750—754. Angriffsarten der Regulatoren auf Drosselklappe und Steuerung.

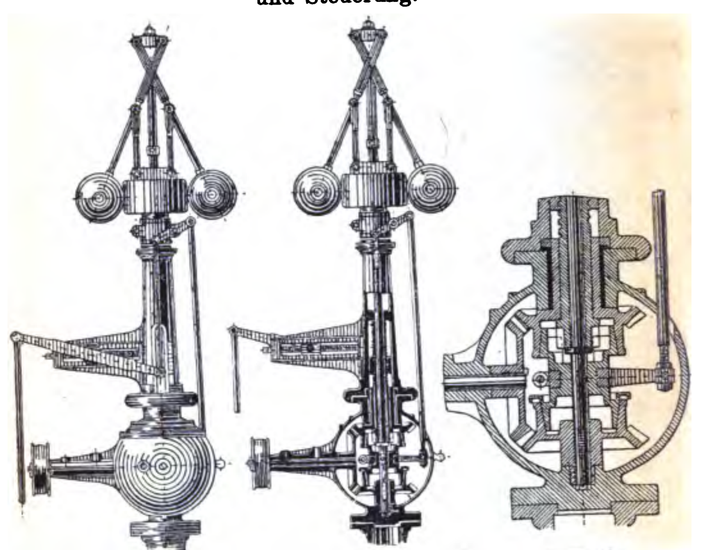


Fig. 755—757. Indirekt wirkender Regulator mit Reibungskuppelung von Ed. König.

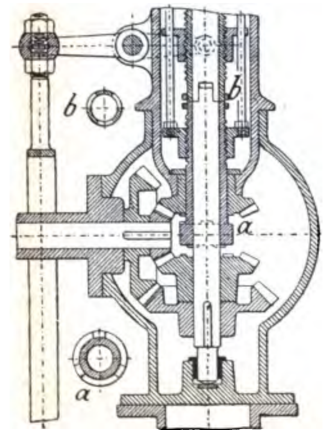


Fig. 758—760. $^1/_{12}$ der nat. Gr. (mit Klauenkuppelung).

In der mittleren Stellung ist die obere und untere Klaue bezw. Reibungskuppelung ausgerückt. Hebt sich der Regulator, so kommt die obere Kuppelung im Eingriff und bewirkt durch Drehen der Gewindemuffe die Verschiebung der Zugstange der Steuerung.

Anwendung der Regulatoren.

Bemerkung zu den Tabellen.

Verstellungskraft (Energie) ist die Zug- und Druckkraft, welche bei einer gewissen Geschwindigkeitsänderung in der Hülse entsteht.

Arbeitsvermögen ist das Produkt aus Verstellungskraft und Hülsenweg (Regulatorhub).

Wahl der Grösse des Regulators: Kraft am Steuerhebel × Weg desselben = Verstellungskraft × Hülsenweg. Geschwindigkeitsänderungen sind in den Tabellen zu $^1/_{50}$ (also $2^0/_0$) angenommen. Wünscht man $1^0/_0$ Geschwindigkeitsänderung, so ist eine grössere Regulatornummer zu wählen, welche die doppelte Verstellungskraft besitzt.

Ölbremse.

Anwendung: Bei grösseren bezw. schwereren Regulatoren (Regulatoren auf Drosselklappe wirkend bedürfen keine Ölbremse).

Zweck: Das Verhindern des unruhigen Schwankens um eine mittlere Gleichgewichtslage, hervorgerufen durch die Trägheit der Massen.

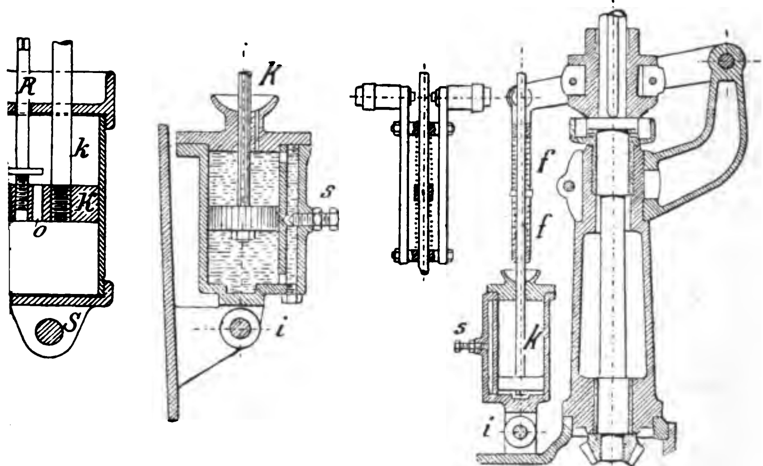


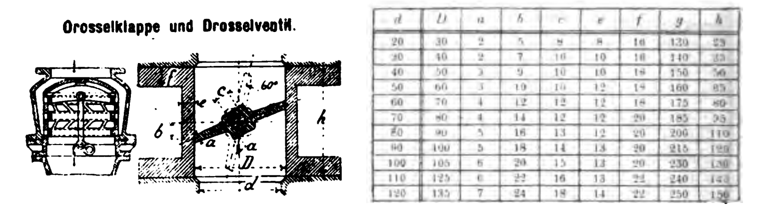
Fig. 761—762. Ölbremsen. Massstab 1 : 4.

Fig. 763—764. Ölbremse nach *Dr. Proell.*

Ausführung: Verbreitetste Konstruktionen zeigen die Fig. 761—762. Der Übertritt des Öles oder Glyzerins, mit welchem der Cylinder gefüllt ist, wird reguliert in Fig. 761 durch die Schraube *R*, und in Fig. 762 durch die Schraube *s*.

Eine Ölbremse mit Federgehänge nach *Dr. Proell* ist in Fig. 763—764 dargestellt. Es soll hier die starre Verbindung der Bremskolben mit dem Regulator durch eine elastische ersetzt werden.

Veränderung der Tourenzahl: Bei den meisten Regulatoren ist es statthaft und zulässig, die Tourenzahl des Regulators durch Belastung der Hülse oder durch ein verschiebbares Gewicht auf den Regulatorhebel um 10% auf und ab zu verändern.



d	*D*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*
20	30	2	5	8	8	16	130	23
30	40	2	7	10	10	16	140	35
40	50	3	9	10	10	18	150	56
50	60	3	10	10	12	18	160	85
60	70	4	12	12	12	18	175	80
70	80	4	14	12	12	20	185	95
80	90	5	16	13	12	20	200	110
90	100	5	18	14	13	20	215	120
100	105	6	20	15	13	20	230	130
110	125	6	22	16	13	22	240	143
120	135	7	24	18	14	22	250	150

Fig. 765—766 u. Tab. 81.

Expansionsapparate.

Die Anbringung eines Expansionsapparates ist bei alten Maschinen unter Umständen vorteilhaft. Neue Maschinen mit solchen zu versehen, scheint wegen deren Kostspieligkeit überflüssig und erweckt in dem Beschauer die Überzeugung, dass der Konstrukteur nicht die nötigen Kenntnisse für den Entwurf einer selbstthätigen Expansion besitzt.

Die meisten Expansionsapparate geben dem Dampf nur für einen bestimmten Füllungsgrad den nötigen Durchgangsquerschnitt, während bei den anderen Füllungsgraden eine **starke Drosselung** stattfindet.

Durch Anwendung von Expansionsapparaten wird der schädliche Raum der Expansionsperiode um den Inhalt des Schieberkastens vergrössert, man füttert letzteren deshalb mit Eisen aus; Holz zersetzt sich in einigen Jahren.

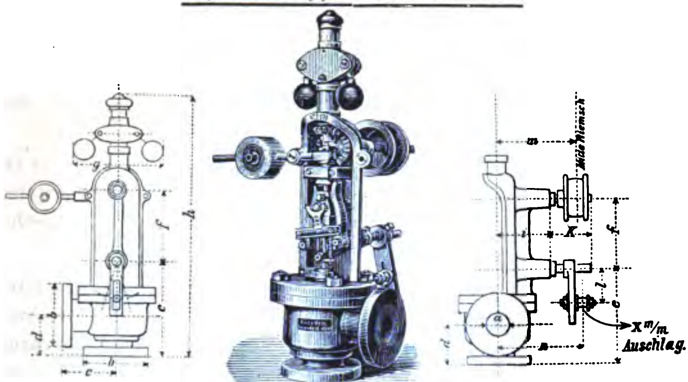


Fig. 767—769. Expansionsapparat von *Fritz Voss, Köln.*

Nr.		000	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Rohr-Durchmesser im Lichten	*a*	30	40	50	60	75	90	105	125	150	175	200	250
Flantsch-Durchmesser	*b*	120	140	160	180	200	220	240	260	290	320	360	400
Entfernung	*c*	110	110	150	150	185	185	185	240	240	240	300	350
"	*d*	80	80	115	115	150	150	150	200	200	200	250	285
"	*e*	195	195	275	275	350	350	350	445	445	445	565	630
"	*f*	160	160	200	200	260	260	260	315	315	315	410	410
Grösster Durchmesser	*g*	190	190	250	250	295	295	295	345	345	345	475	550
Ganze Höhe	*h*	575	575	770	770	960	960	960	1200	1200	1200	1500	1570
Entfernung	*i*	100	100	150	150	185	185	185	220	220	220	250	250
"	*k*	80	80	100	100	120	120	120	140	140	140	140	140
Mittlere Länge des Ventilhebels	*l*	85	85	100	100	125	125	125	150	150	150	200	200
Ausschlag	*x*	50	50	60	60	90	90	90	120	120	120	150	150
Hub des Ventils		8	8	12	12	18	18	18	24	24	24	30	30
Durchmesser der Wellen		15	15	20	20	25	26	25	30	30	30	35	35
Von Mitte Apparat bis Mitte Scheibe	*m*	80	80	125	125	160	160	160	200	200	200	250	250
" " " " Zugstange	*n*	100	100	150	150	167	167	167	215	215	340	275	320

Schaltwerk, Anstellvorrichtung.

Die **Schaltwerke** dienen zum Drehen der kalten Maschine für Anlassen, Riemenauflegen und Reparaturen.

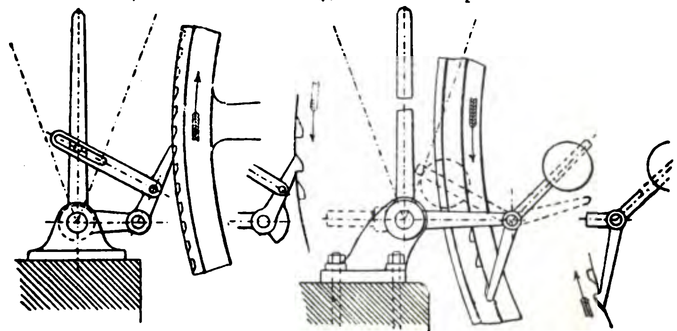


Fig. 770—773. **Einfach wirkende** Schaltwerke mit Hebel.

Dieselben haben den Nachteil, dass der Riemenzug die Maschine immer wieder ein Stück zurück dreht.

Doppeltwirkende Schaltwerke.

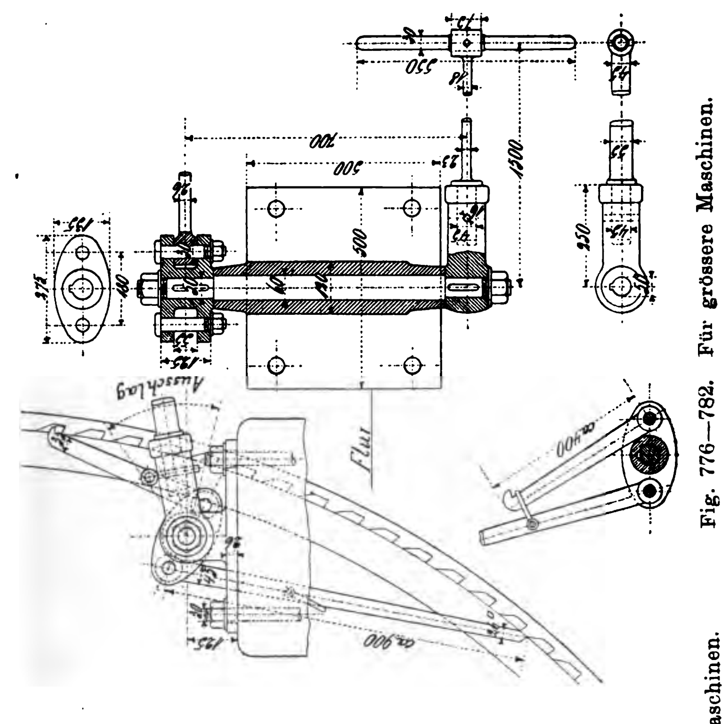


Fig. 776—782. Für grössere Maschinen.

Fig. 774—775. Für kleinere u. mittlere Maschinen.

Drehvorrichtungen mit Schnecke

für grössere oder mehrcylindrige Maschinen.

Das Schwungrad ist innen verzahnt.

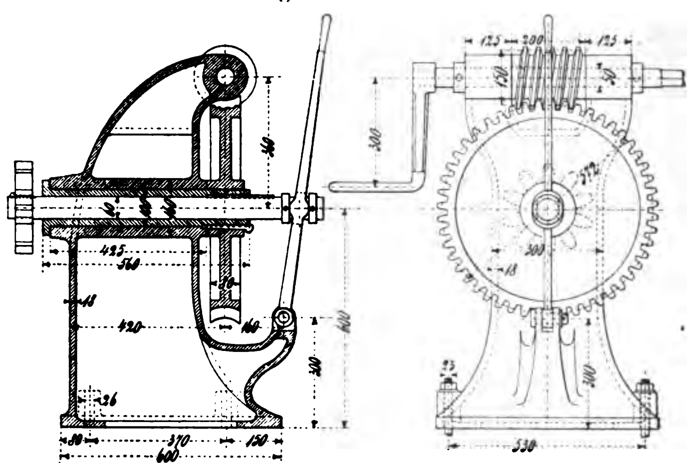


Fig. 783—784. Ausrückung mit Hebel von Hand.

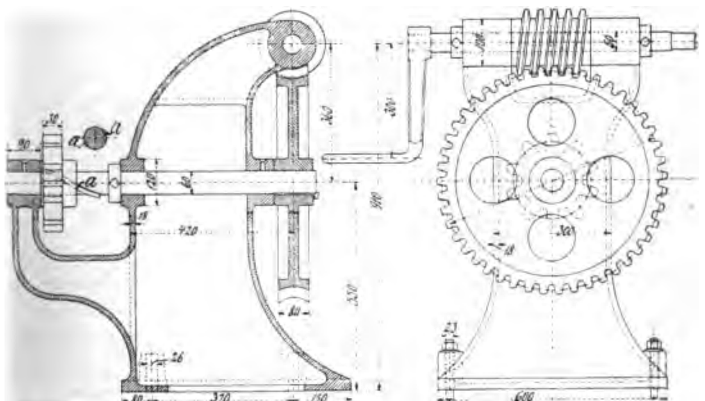


Fig. 785—787. **Ausrückung selbstthätig** durch Schraubengang *a*.

Sobald die Maschine schneller läuft, als das Schaltwerk gedreht wird, verschiebt sich das Getriebe nach innen und wird dadurch ausgerückt.

Drehvorrichtungen mit Dampfbetrieb für ganz grosse Maschinen.

Dieselben bestehen aus einer Eincylinder- oder Zwillingsdampfmaschine, welche Schnecke und Schneckenrad treiben. Das Schneckenrad bewegt entweder direkt oder mittels Getriebe

den Zahnkranz des Schwungrades; wobei unter allen Umständen darauf zu sehen ist, dass beim Angehen der Maschine die Hülfsmaschine oder der Zahnkranz nicht Schaden leidet.

Die Leistung der Hülfsmaschine beträgt etwa 5 bis 7 % der mittleren Leistung der Hauptdampfmaschine und n = 150 — 200, entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades von 0,3 m pro Sekunde.

Fig. 788. Galloways Patent-Umdrehvorrichtung.

Das Getriebe ist auf der Welle verschiebbar und werden die schraubenförmigen Federn gegen die Schulter am freien Ende der Triebwelle gedrückt, läuft aber das Schwungrad schneller wie das Getriebe, so wird es von der Schulter gedrückt und so ausgerückt; vergl. auch Fig. 785—787.

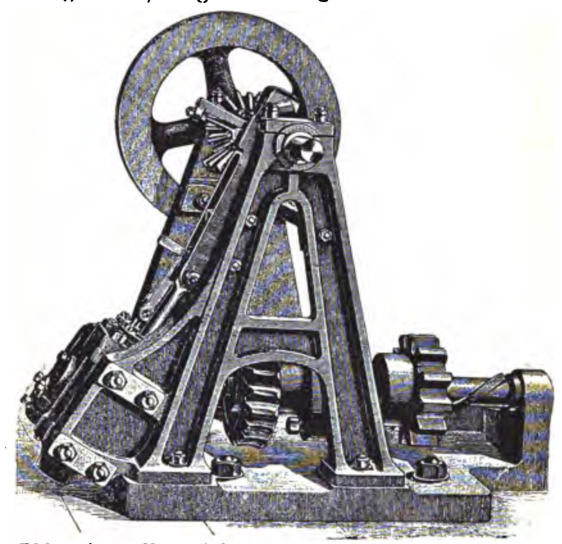


Fig. 788. Anstellvorrichtung (Galloways Limited, Boilers, Engines and Machinery).

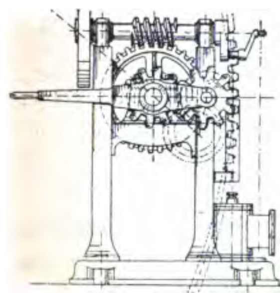


Fig. 789. John Musgrave & Sons Drehvorrichtung

Fig. 789. John Musgrave & Sons Drehvorrichtung.

Auf der Schraubenradwelle sitzt ein festgekeiltes Rad und ein beweglicher Rahmen, dessen Ende zu einem Handhebel ausgebildet ist. Im Rahmen befindet sich ein Getriebe (im Eingriffe mit dem erwähnten Rade), das in den Zahnkranz des Schwungrades eingerückt werden kann. Läuft die Hauptmaschine schneller als die Hülfsmaschine, so wird das Getriebe nach abwärts gedrückt und selbstthätig ausgerückt.

Fig. 790—791. Hick, Hargreave & Co.*) Drehvorrichtung.

Das Schneckenrad ist gleichzeitig Getriebe und dessen Welle verschiebbar gelagert, beim Drehen der Hauptmaschine drückt die Reaktion die Welle zum Schwungrade, während beim Laufen der Maschine das Getriebe vom Schwungrad gedrückt wird. Zum Einrücken des Getriebes dient ein Hebel, der einen Stift in eine Zahnlücke schiebt; dieser Stift dient als Drehpunkt so lange, bis der Eingriff erfolgt, worauf der Stift herausgezogen wird.

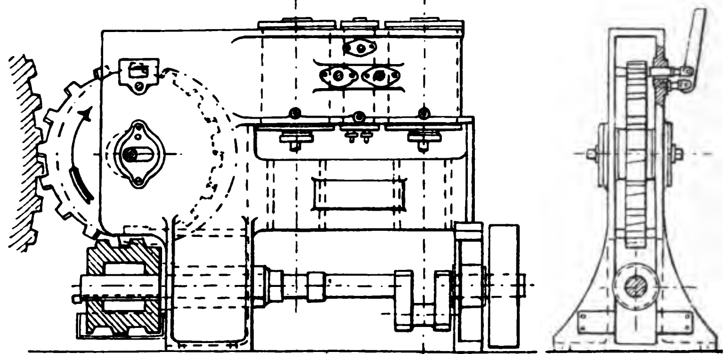


Fig. 790—791. Hick, Hargreave & Co. Drehvorrichtung.

Das Maschinenfundament.

Die Tiefe des Fundamentes richtet sich nach der Beschaffenheit des Baugrundes. — Die Sohle der Ausschachtung soll eine horizontale Ebene sein, Ausgleichungen mit Füllmaterial sind unstatthaft. — Die zur Verwendung kommenden, besten hartgebrannten Ziegelsteine müssen vorher so lange mit Wasser getränkt werden, bis sich ihr eigenes Gewicht um dasselbe Gewicht durch Wasser vermehrt hat. — Zu 1 cbm Cementfundament sind nötig: 400 Ziegelsteine und 360 l Cementmörtel, bestehend aus: 170 kg Cement, 350 kg Sand und 40 kg Wasser. — Für das untere Drittel des Fundamentes begnügt man sich häufig mit sogen. verlängertem Cementmörtel, bestehend aus: 1 Volumteil Kalk, 1 Cement und 3 bis 4 Sand. — Es empfiehlt sich, das Fundament vor dem Inbetriebsetzen der Maschine 3 bis 4 Wochen trocknen zu lassen. — Nach der vorhandenen Zeichnung oder dem Fundamentrahmen ist eine Schablone aus Brettern, in welcher für die Ankerlöcher bestimmte rechteckige Holzstempel eingepasst werden, zu verwenden. — Für Maschinen bis 1000 Hub finden Anker mit Hammerköpfen (s. S. 158) Verwendung. Grössere Maschinen erhalten Anker mit Keilen, welche durch Kanäle am Grunde des Fundamentes zugänglich gemacht werden. — Nach Vollendung der Montage werden die Ankerlöcher bis zur Hälfte mit Sand gefüllt, die andere Hälfte gleichzeitig mit dem Rahmen mit Cementmörtel untergossen sowie das sichtbare Fundament mit Cementmörtelmischung 1 : 1 glatt verputzt.

*) Clark The Steam Engine.

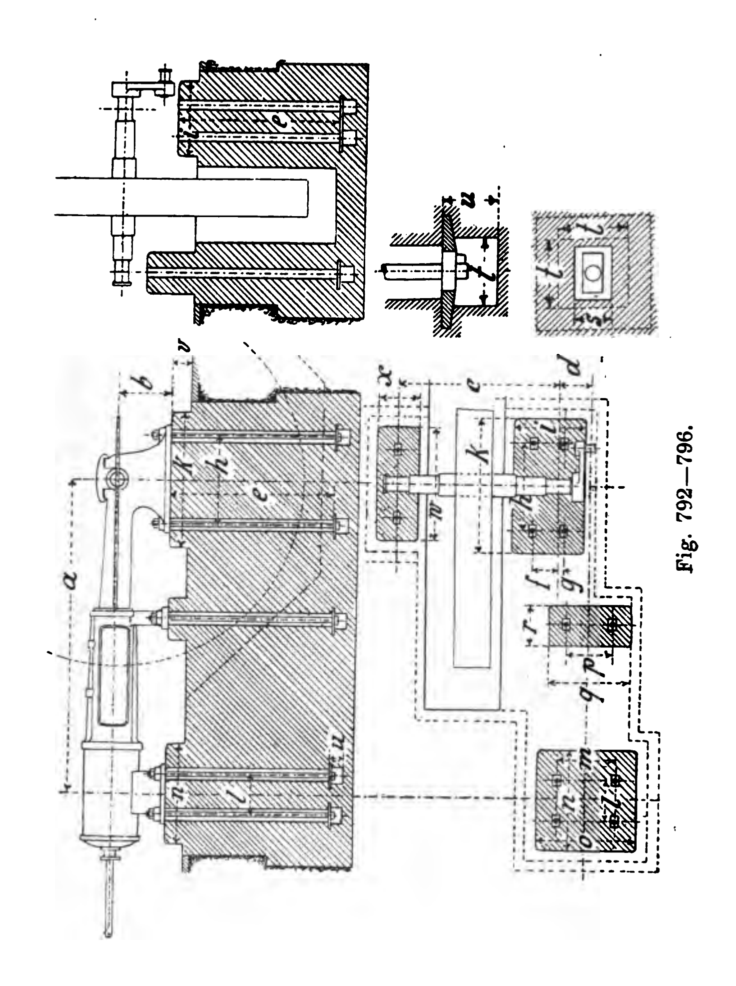


Fig. 792—796.

Maschinenfundament. *Fig.* 792—796.

Tabelle 83.

Maschine																								
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*	*x*	*M*
400	**250**	1910	370	1300	230	1400	180	50	560	520	920	—	390	600	600	—	—	—	60	110	100	400	1000	400	7
500	**300**	2295	450	1450	270	1600	202	58	650	520	1040	350	450	700	700	—	—	—	60	110	120	375	1100	425	10
600	**350**	2685	500	1600	310	1800	231	69	760	660	1180	400	520	800	800	—	—	—	70	120	140	350	1200	450	15
700	**400**	3090	550	1750	350	1900	260	85	860	790	1320	450	580	900	900	520	900	500	70	130	160	325	1300	475	20
800	**450**	3450	600	1900	390	2000	295	100	940	790	1440	475	640	1000	1000	560	980	530	80	140	180	300	1400	500	25
900	**500**	3840	650	2100	430	2150	318	112	1030	930	1570	500	700	1100	1100	580	1060	565	80	150	200	275	1500	525	35
1000	**550**	4265	700	2300	470	2300	355	130	1130	930	1740	550	750	1200	1200	640	1150	600	80	160	200	250	1600	550	45
1100	**600**	4675	750	2500	515	2450	385	140	1220	1000	1880	600	810	1300	1300	690	1240	640	90	170	220	225	1700	575	55
1200	**700**	5142	800	2700	560	2680	415	155	1320	1060	2000	650	860	1400	1400	750	1340	680	90	180	220	200	1800	600	65

M ist der Inhalt des Fundamentes in Kubikmeter. Ein cbm = 400 Ziegelsteine und 360 l Mörtel.

Fundamentanker und -Platten. *Fig. 797—801.*

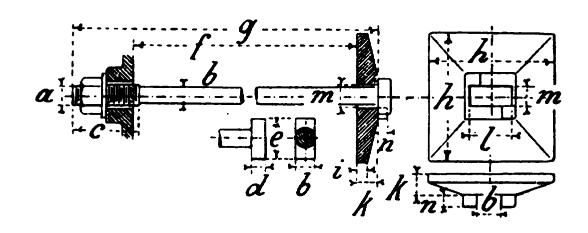


Tabelle 84.

Maschine H	D	Zoll a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n
200	**150**	$^7/_8$	23	120	25	65	1000	1130	200	20	30	75	28	25
300	**200**	1	26	120	25	65	1200	1350	200	20	30	75	30	25
400	**250**	$1^1/_8$	30	130	28	70	1400	1560	250	24	33	80	35	25
500	**300**	$1^1/_4$	32	130	30	70	1600	1780	250	24	33	90	38	25
600	**350**	$1^1/_4$	32	140	30	80	1800	2000	275	28	37	90	38	28
700	**400**	$1^3/_8$	32	140	30	80	1900	2120	275	28	37	90	38	28
800	**450**	$1^1/_2$	32	140	30	80	2000	2230	300	30	40	90	38	28
900	**500**	$1^5/_8$	35	150	32	90	2150	2400	300	30	40	100	42	28
1000	**550**	$1^5/_8$	35	150	32	90	2300	2560	320	30	42	100	42	28
1100	**600**	$1^7/_8$	40	205	34	100	2450	2735	350	32	45	110	60	30
1200	**700**	2	45	220	36	100	2600	2900	350	32	45	110	60	30

Schutzstange. *Fig. 802—804.*

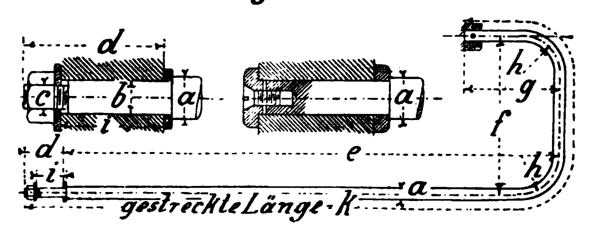
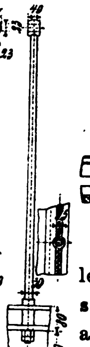


Tabelle 85.

Maschine. H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
400	250	20	16	13	70	1130	371	235	100	50	1720
500	300	23	18	16	76	1350	420	255	110	55	2016
600	350	25	20	16	84	1570	480	290	120	60	2321
700	400	30	22	20	94	1840	537	350	130	65	2710
800	450	30	24	20	100	2060	589	395	150	70	3015
900	500	33	25	23	105	2300	653	430	170	75	3342
1000	550	33	26	23	110	2550	745	490	200	80	3686
1100	600	40	30	26	115	2800	810	550	220	85	4036
1200	700	40	30	26	120	3060	875	600	250	90	4340


Fig. 805-807.

Das Schutzgeländer. Fig. 805—809.

Fig. 808—809.

An Stelle der oben angegebenen **Schutzstange für kleinere Maschinen** ist das in Fig. 805—807 dargestellte Geländer, bei welchem die schmiedeeisernen Säulen in einen im Flur festliegenden Rahmen geschraubt sind, zu empfehlen. Dasselbe eignet sich auch besonders zum Schutz von Flurvertiefungen für den Kondensator.

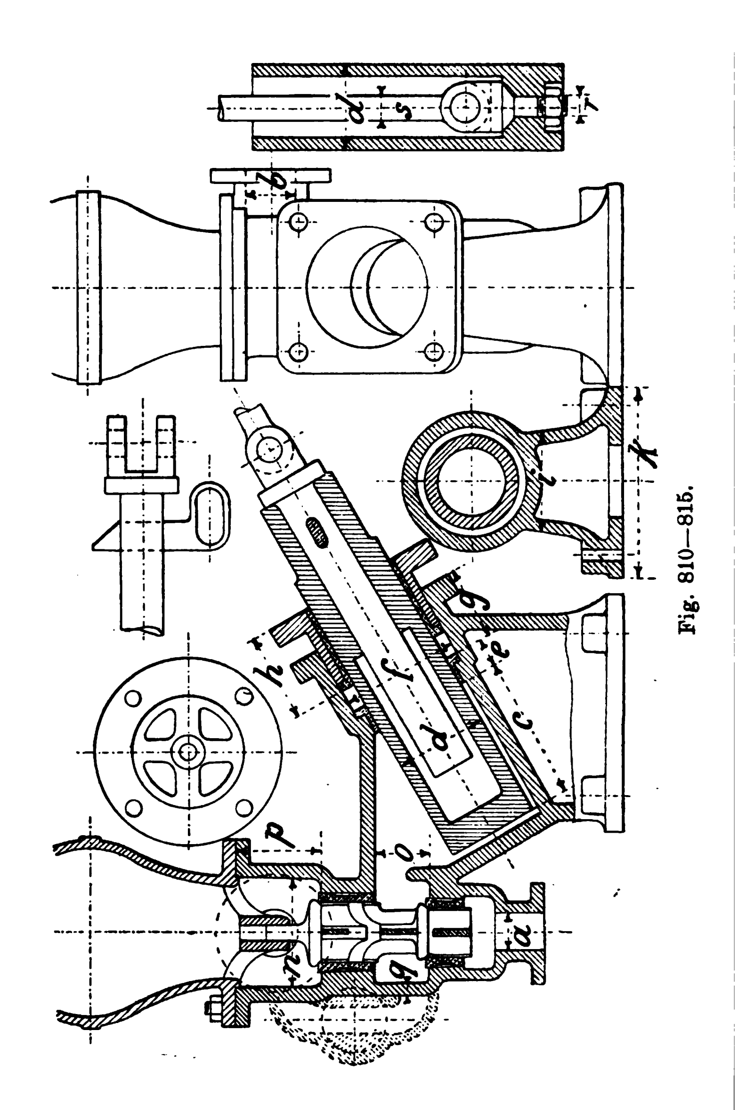


Fig. 810—815.

Speisepumpe. *Fig. 810—815.*

Tabelle 86.

Maschine																				
H	*D*	*d*	Hub	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*
200	**150**	30	45	20	20	44	25	55	50	60	30	130	25	30	50	40	60	12	—	—
300	**200**	40	50	30	25	48	30	70	65	70	40	140	35	43	60	50	70	12	—	—
400	**250**	50	66	35	30	64	30	85	80	85	50	160	40	50	70	60	80	13	—	—
500	**300**	70	80	40	35	78	35	105	95	100	70	180	50	60	85	70	90	13	26	30
600	**350**	80	90	45	45	88	40	120	110	110	80	200	55	68	100	75	100	13	30	35
700	**400**	90	100	50	50	98	45	130	125	120	90	210	60	72	110	80	110	14	30	40
800	**450**	100	110	60	60	108	50	140	140	130	100	230	70	84	120	85	120	14	35	42
900	**500**	110	125	70	70	120	60	150	150	135	115	250	80	94	140	90	130	14	35	45
1000	**550**	120	140	80	80	135	70	160	160	140	130	270	90	160	150	100	140	15	35	50

Abschnitt III.

Steuerungen.

Die in diesem Abschnitt gegebenen Normalien für die **Schieberspiegelabmessungen** sind etwas knapp bemessen und empfiehlt es sich, für bessere Maschinen immer den nächst grösseren Schieber zu nehmen (vergl. S. 109, Kanalquerschnitte).

Das Dampfdiagramm.

Unter „**Dampfdiagramm**" soll die graphische Darstellung der Wirkung des Dampfes auf den Dampfkolben verstanden werden. Das Dampfdiagramm giebt Aufschluss über die **Spannung des Dampfes** vor und hinter dem Kolben für jede beliebige Kurbelstellung.

Es bezeichne in Fig. 816—821:

H den **Kolbenhub** (beliebig z. B. = 100 mm horizontal auftragen),
h den **Füllungsgrad** bezogen auf $H = 1$,
p die **Eintrittsdampfspannung** in Atm. abs. in beliebigem Massstab, z. B. 5 mm = 1 Atm. vertikal aufzutragen,
pm den **mittleren Kolbenüberdruck** in kg pro qcm,
w die **Endspannung** der Expansionsperiode, wenn der Kolben im toten Punkt angekommen ist, $w = \frac{(h + s)\,p}{1 + s}$,
p_0 den Gegendruck des abziehenden Dampfes in Atm. abs.,
s die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des schädlichen Raumes auf einer Seite (vergl. Seite 110),
va die absolute Nulllinie (Vakuumlinie),
at die atmosphärische Linie, liegt 1 Atm. über va,
ve die Dauer des verfrühten Austritts bezogen auf $H = 1$,
o die Dauer der Kompression bezogen auf $H = 1$,
oC Dampfdiagramm für Maschinen ohne Kondensation,
mC Dampfdiagramm für Maschinen mit Kondensation.

Fig. 816—817 zeigen das Dampfdiagramm einer Volldruckmaschine, der Eintrittsdampf drückt bis zum Ende des Kolbenhubes mit seiner vollen Spannung p auf den Kolben, es ist also hier $p = w$. Der Gegendruck des abziehenden Dampfes beträgt während des ganzen Kolbenweges p_0, es stellt somit das schraffierte Rechteck $(p - p_0)\,H$ die Arbeitsfläche dar, setzen wir $H = 1$, so ergiebt sich der mittlere Kolbenüberdruck

$$pm = p - p_0.$$

Die Arbeitsfläche des Dampfdiagramms einer Expansionsmaschine wird in ein Rechteck verwandelt von der Länge H

und der Höhe p_m. Bezeichnet k den sogenannten Spannungskoeffizienten, so kann man auch setzen für den mittleren Kolbenüberdruck

$$p_m = kp - p_o.$$

Bezeichnet ferner σ die Summe der Arbeitsverluste durch Drosselung, verfrühten Austritt, Gegendruck des abziehenden Dampfes und Kompression (Fig. 820—821), so ist der resultierende mittlere Kolbenüberdruck:

$$p_m = kp - (p_o + \sigma).$$

Unter der Annahme, dass der Dampf nach einer gleichseitigen Hyperbel expandiert, ist der mittlere **Spannungskoeffizient:**

$$k = h + (h + s) \log. \text{nat.} \frac{1 + s}{h + s}$$ (s. Seite 307).

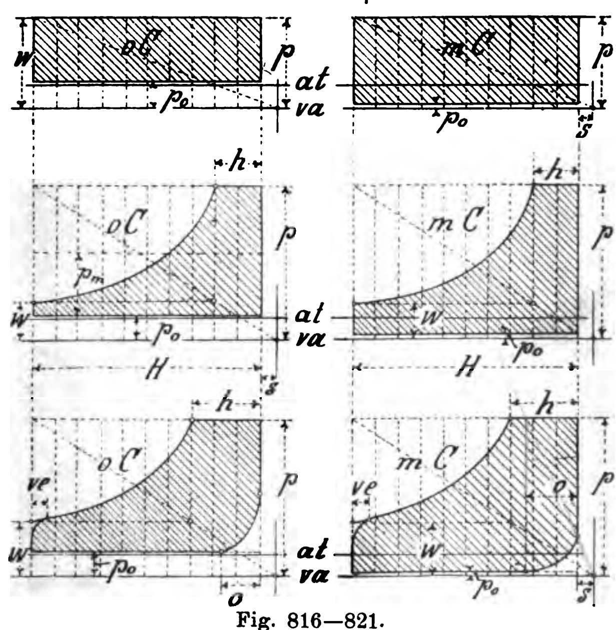


Fig. 816—821.

Tabelle 87, **Gegendruck** p_o in Atm. abs. für ca. 25 m Geschwindigkeit des abziehenden Dampfes und genügendem Voraustritt.

Endspannung in At. abs. w =	0,6	0.8	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0
ohne Kondensation . p_o =	—	—	1,0	1,05	1,1	1,16	1,22	1,26
mit „ . p_o =	0,22	0,25	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38

Für die **normale Leistung** wird gewöhnlich angenommen: **ohne** Kondensation $p_o = 1{,}15$, **mit** Kondensation $p_o = 0{,}25$.

Die **Expansionskurve** lässt sich in folgender Weise durch Konstruktion finden:

H sei die Länge des Diagramms (den Kolbenhub darstellend),
h der Füllungsgrad, bezogen auf $H = 1$,
s die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des schädlichen Raumes auf einer Seite,
p die Anfangsspannung in Atm. abs.,
va die Linie des absoluten Vakuums.

Ziehe von f aus einen Strahl fO, welcher die Linie iq in l schneidet, eine Parallele durch l zur Vakuumlinie va giebt den Endpunkt m der Kurve. Die übrigen Punkte finden sich ebenso, wie aus Fig. 822 ersichtlich.

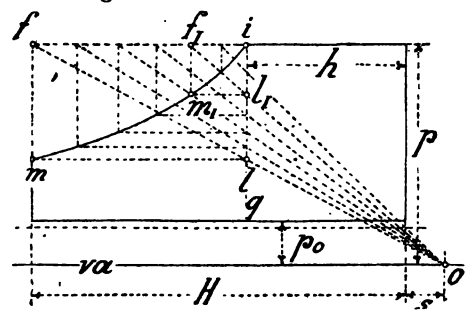


Fig. 822. Expansionskurve.

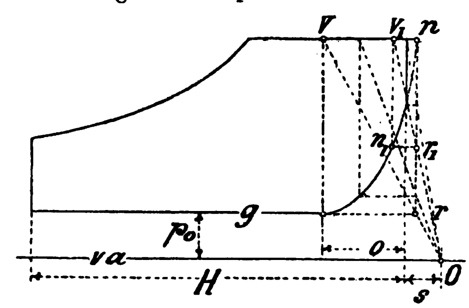


Fig. 823. Kompressionskurve.

Die **Kompressionskurve** wird in gleicher Weise verzeichnet (Fig. 823).

p_0 sei der Gegendruck des abziehenden Dampfes,
o die Dauer der Kompression, bezogen auf $H = 1$.

Ziehe den Strahl vO, welcher die Gegendrucklinie g in r schneidet, auf einer Senkrechten durch r liegt der Punkt n der Kurve. Ziehe ferner v_I O, r_I n_I u. s. w.

Einteilung der Steuerungen.

Man unterscheidet im allgemeinen:
Schiebersteuerungen (Flachschieber, Kolbenschieber),
Ventilsteuerungen,
Hahnsteuerungen,
Gemischte Steuerungen.

A. Schiebersteuerung.

a) Mit einem Schieber:
Einfache Schiebersteuerung (Muschelschieber) für fixe Expansion,
Kolbenschieber (1 Kolbenschieber) „ „ „
Coulissensteuerung mit einem Schieber u. veränderl. Expansion.

Zu letzterer Gattung gehören die Coulissensteuerungen von: Stephenson, Gooch, Allan-Trick, Heusinger v. Waldegg, Pius Fink.

b) Mit zwei Schiebern (Doppelschiebersteuerung):
Schleppschiebersteuerung von Farcot,
Guhrauersche Steuerung für veränderliche Expansion,
Meyersche „ „ fixe „
„ „ „ veränderliche „
Rider- „ „ „ „
Kolbenschiebersteuerung für fixe und veränderliche Expansion,
Coulissensteuerung für veränderliche Expansion.

Zu letzterer gehört die Coulissensteuerung von Polonceau.

B. Ventilsteuerung.

a) **Zwangsläufige Ventilsteuerung:**
Ventilsteuerungen mit gewöhnlicher Coulisse u. fixer Expansion,
Ventilsteuerung mit veränderlicher Expansion von Collmann, Hartung, Widnmann, Proell, Recke, Kuchenbecker, Th. Calow & Co., Kliebisch, Neumann & Esser, Komarek, Lelong, König u. a.

b) **Ventilsteuerung mit Auslösmechanismus:**
Ventilsteuerung mit veränderlicher Expansion von Gebr. Sulzer, Gamerith u. a.

C. Hahnsteuerung.

a) Mit pendelnder Bewegung:
Corlisssteuerung für fixe und veränderliche Expansion,
„ „ nach Frikart, Berger-Andre, Powell, Farcot, Proell u. a.

b) mit rotierendem Hahn:
Drehschiebersteuerung für veränderliche Expansion von Feod. Siegel und L. Ehrhardt.

D. Gemischte Steuerungen.

Kombinierte Steuerung von O. Recke u. a.

Einfache Schiebersteuerung.

Es bezeichnet in Fig. 824—825:

a	die **Kanalweite** für den Eintritt,
a_0	„ „ „ „ Austritt,
c	„ Stegbreite,
e	„ **äussere Deckung,**
i	„ **innere** „
r	„ **Excentricität** des Schiebers (halber Schieberhub),
v	das lineare äussere **Voreilen** (für den Dampfeintritt),
v_0	„ „ innere „ („ „ Dampfaustritt).

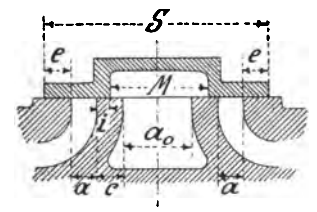


Fig. 824. Mittelstellung.

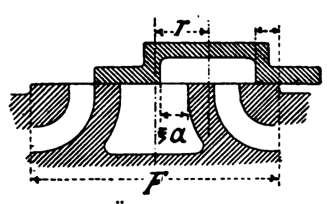


Fig. 825. Äusserste Stellung.

Die einfache Schiebersteuerung findet unter normalen Verhältnissen für Eincylindermaschinen Anwendung bis zu 250 Cylinderdurchmesser. Der Füllungsgrad beträgt 0,5 bis 0,8. Grosse Füllungsgrade finden sich nur noch bei alten Maschinen, und sucht man häufig die dadurch entstehende grosse Dampfvergeudung durch nachträgliches Anbringen von Expansionsapparaten (s. Seite 150) zu beseitigen.

Bei einer **neu zu entwerfenden** Maschine nehme man:

Füllungsgrad 0,5	**Füllungsgrad** 0,6	**Füllungsgrad** 0,7
$e = 2\,a$	$e = 1{,}3\,a$	$e = 0{,}8\,a$
$i = 0{,}7\,a$	$i = 0{,}5\,a$	$i = 0{,}3\,a$
$r = 0{,}8\,a + e$	$r = a + e$	$r = a + e$
$v = 0{,}25\,a - 0{,}5\,a$	$v = 0{,}2\,a - 0{,}4\,a$	$v = 0{,}2\,a - 0{,}3\,a$

den grösseren Wert von v für Schnellläufer.

Den Maschinen, welche mit **hohem Dampfdruck** arbeiten, über 7 Atm. abs., gebe man 0,5 Füllung. (Kleinere Lokomobilen z. B. haben der Einfachheit halber meist nur einen Schieber.)

Kleine Transmissionsdampfmaschinen für mittleren Dampfdruck erhalten 0,6 Füllung, auf keinen Fall gehe man über 0,7 Füllung.

Fig. 826—827.

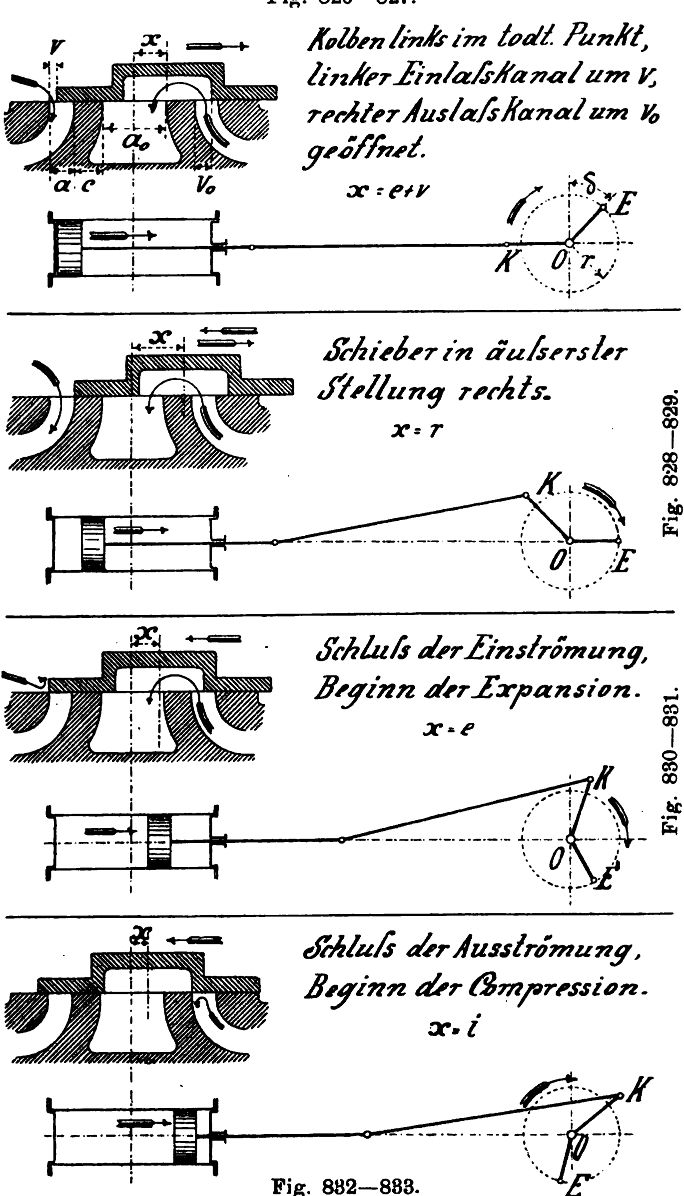


Fig. 828—829.

Fig. 830—831.

Fig. 832—833.

Das Zeunersche Schieberdiagramm.

OX und *OY* seien zwei aufeinander rechtwinklige Axen (Fig. 834).
Man mache:

$OE = e =$ der äusseren Deckung,

$EV = v =$ dem äusseren linearen Voreilen,

schlage aus *O* und *V* mit der halben Excentricität $= \frac{r}{2}$ Kreisbogen, so ist *M* der Mittelpunkt des Schieberkreises, $OG = r$ die Richtung des Excenters und δ der Voreilwinkel.

In der Verlängerung von *GO* ziehe man ebenfalls einen Kreis durch *O* mit dem Radius $\frac{r}{2}$.

Ferner mache man:

$OJ = i =$ der inneren Deckung und schlage den sogenannten Kurbelkreis *Q* (beliebig gross).

Die Diagrammkurbel denkt man sich in der Richtung des Pfeiles gedreht, es ist dann (Fig. 835) in der Kurbelrichtung:

OB Beginn des Dampfeintritts rechts,

OX rechter Dampfkanal um das Voreilen v geöffnet, (Kurbel im toten Punkt rechts),

OG Grösste Ausweichung des Schiebers nach links,

OD Schluss des rechten Einströmkanales, Beginn der Expansion,

OH Schieber in Mittelstellung,

OF Beginn des Dampfaustritts rechts,

OX_I rechter Austrittskanal um v_0 geöffnet (Kurbel im toten Punkt links),

OP Grösste Ausweichung des Schiebers nach links,

OL bis *ON* rechter Auslasskanal ganz geöffnet,

OC rechter Auslasskanal geschlossen, Beginn der Kompression,

OH_I Schieber in Mittelstellung,

OH_I bis *OH* Schieber bewegt sich nach links,

OH bis OH_I Schieber bewegt sich nach rechts.

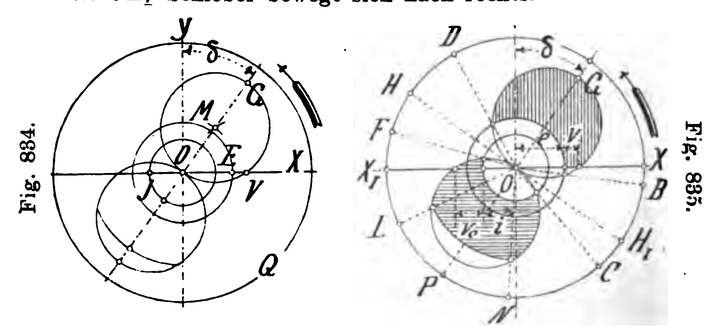


Fig. 834.

Fig. 835.

Die Excentricität.

Bis jetzt war angenommen, dass die Excentricität gleich der Kanalweite plus der äusseren Deckung, dass also

$$r = a + e.$$

Es kann jedoch auch sein

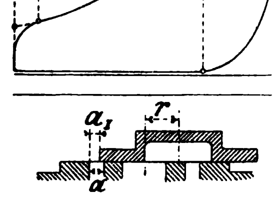
$$r \gtrless a + e.$$

Fig. 836—837.

$r < a + e = a_I + e$
$a = 12$
$a_I = 10$
$e = 18$
$i = 7$
$v = 4$
$r = 10 + 18 = 28.$

Fig. 838—839.

$r > a + e = a + e + m$
$a = 12$
$m = 2$
$e = 18$
$i = 7$
$v = 4$
$r = 12 + 18 + 2 = 32.$



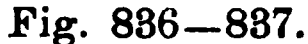


Fig. 836—837.

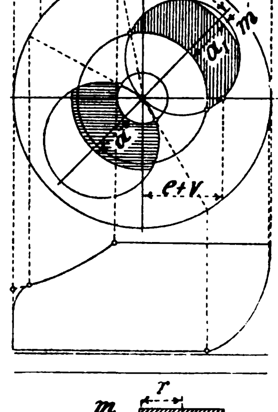


Fig. 838—839.

Der Füllungsgrad wiid desto kleiner, je kleiner man die Excentricität wählt, und genügt es häufig, die grösste Eröffnung des Kanales für den Eintritt

$$a_I = 0{,}8a \text{ zu nehmen.}$$

Diagramm zur einfachen Schiebersteuerung.

Fig. 840—842.

Das **Aufzeichnen** des Diagramms geschieht in folgender Reihenfolge:

OX Schubrichtung des Schiebers,
O Mittelpunkt des Diagramms,
e **äussere Deckung** (Kreis um O mit $2e$ Durchmesser),
i **innere Deckung** (Kreis um O mit $2i$ Durchmesser),
v lineares **äusseres Voreilen** ($Og = e + v$),
$r = a + e$ **Excentricität** des Schiebers (Kreis durch g und O),
H Durchmesser des Kurbelkreises resp. Kolbenhub (beliebig gross, z. B. 100 oder 200 mm),

Dann ist:

v_0 lineares **inneres Voreilen**,
OG Richtung des **Excenters**,
δ der Voreilwinkel des Excenters,
OB Kurbelrichtung für Beginn des Dampfeintritts,
OD „ „ „ der Expansion,
OF „ „ „ des Dampfaustritts,
OC „ „ „ der Kompression,
h der **Füllungsgrad**.

Schieberwege (Sehnen des Schieberkreises).

Das Schiebermittel ist entfernt von Mitte Schieberspiegel:

In Kurbelrichtung OX um das Stück Og
„ „ OG „ „ „ $Og = r$
„ „ OD „ „ „ e

Wird die innere Deckung gleich Null, so beginnen Kompression und Dampfaustritt in einer zur Grundexcenterrichtung senkrecht liegenden Kurbelstellung.

Die Diagrammkurbel denkt man sich in **der Richtung des Pfeiles** 1 (Fig. 840) gedreht; die wirkliche Umdrehungsrichtung der Maschine ist in Fig. 842 mit Pfeil 2 angedeutet. Das Excenter eilt der Kurbel um $90^0 + \delta$ vor,

OK Richtung der Kurbel,
OG Richtung des Excenters.

Zur deutlichen Übersicht der ganzen Steuerung ist es zweckmässig, unter das Schieberdiagramm **stets das Dampfdiagramm zu zeichnen.**

Fig. 840.

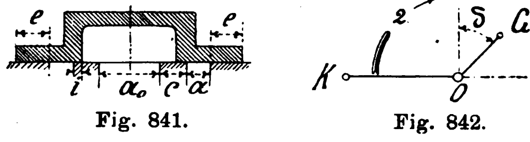


Fig. 841.

Fig. 842.

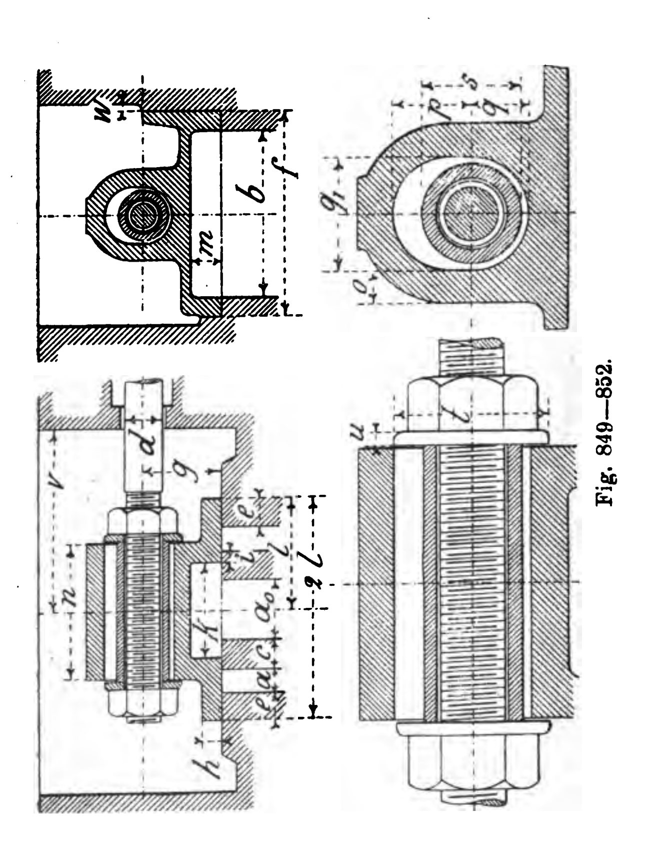


Fig. 849—852.

Einfache Schiebersteuerung. *Fig. 849—852.*

(Zum Schieberdiagramm Tab. 88, Seite 173, also für 0,6 Füllung.)

Tabelle 89.

Maschine *H*	Maschine *D*	a_0	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	q_1	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*	Exc. *r*
200	**150**	20	9	80	14	22	11	105	40	10	4	40	44	14	60	10	24	20	35	30	40	4	75	5	20
300	**200**	28	12	110	16	26	15	135	50	12	6	48	57	16	70	12	26	20	38	33	50	5	95	5	27
400	**250**	40	16	140	18	28	20	170	55	15	7	62	74	20	90	14	28	22	48	42	60	5	115	5	36
500	**300**	54	20	170	20	30	25	210	60	18	9	76	92	24	105	16	30	26	48	42	65	6	150	7,5	45
600	**350**	68	25	210	22	32	31	250	65	20	11	90	112	30	125	18	30	26	48	42	70	6	180	7,5	56

Betreffs der Kanaldimension ist Seite 109 und 162 zu beachten.

Ausführungsformen der Muschelschieber.

Fig. 853—858.

Geteilte Schieber. Fig. 859—860.

Zum Verkleinern der schädlichen Räume wird der halbierte oder geteilte Schieber angewandt.

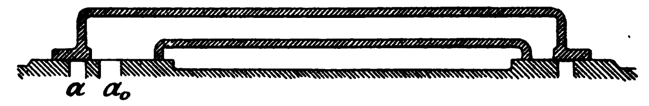


Fig. 859. **Kanalschieber** *aa* Einströmkanäle, a_0 Ausströmkanal für beide Cylinderseiten.

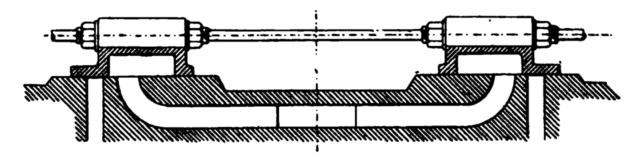


Fig. 860. Geteilter **Muschelschieber**, Dampfaustritt gemeinschaftlich.

Der Tricksche Kanalschieber.



Fig. 861—863. Trickscher Kanalschieber.

Derselbe hat doppelte Dampfeinströmung;

$$\begin{array}{lll} & \text{Excentricität } r = e + 2c & \multirow{2}{*}{} a = 2c + d \\ \text{oder} \quad ,, & r = e + c & f = 2e - d \end{array}$$

für $v = 30$ m Dampfeintritt, 24 m Austritt, 0,6 Füllung, wird

$$r = e + 1^1/_3 c, \; a = 2c + d, \; c = \frac{a_1}{2}; \; f = 2e - d.$$

Siehe auch unter Kompoundmaschinen.

Der Pennsche Muschelschieber.

Derselbe hat für jede Cylinderseite zwei Dampfkanäle von halber Weite des berechneten, die Excentricität ist also

$$r = 0{,}5\,a + e,$$

die äussere Überdeckung e und das lineare Voreilen brauchen ebenfalls nur halb so gross zu sein als bei gewöhnlichen Verhältnissen.

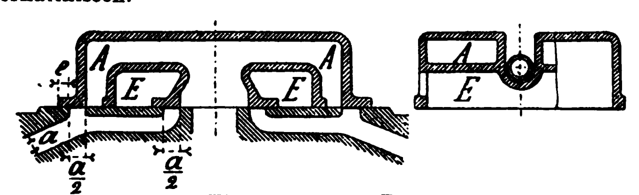


Fig. 864—865. Penn.

Die quer durch den Schieber gehenden Kanäle EE lassen den Frischdampf von jeder Seite eintreten, während die mit AA bezeichneten Räume für den Dampfaustritt dienen.

Der Gitterschieber von Borsig.

Derselbe ist dem Pennschen Schieber sehr ähnlich und gestattet die Anwendung von Expansionsplatten auf seinem Rücken. Die Auspuffkanäle AA sind durch die seitlichen Kanäle DD verbunden.

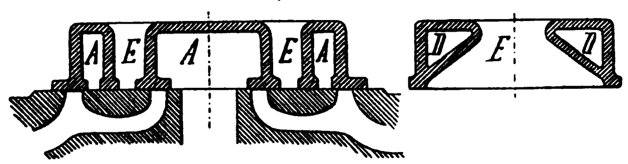


Fig. 866—867. Borsig.

Die Meyersche Schiebersteuerung.

Fig. 868. Steuerung mit **fixer Expansion.**
Fig. 869. „ „ **veränderlicher Expansion.**

Es bezeichne:

a die **Kanalweite** im Schieberspiegel,
a_I „ **Weite des Durchlasskanales** im Grundschieber,
a_0 „ „ „ Austrittskanales,
c „ **Stegbreite,**
e „ **äussere Deckung,**
i „ **innere** „
v das lineare **äussere Voreilen,**
v_0 „ „ **innere** „
r die **Excentricität** des **Grund**schiebers,
r_I „ „ „ **Expansions**schiebers,
δ den **Voreilwinkel** „ **Grund**schiebers,
δ_I „ „ „ **Expansions**schiebers,
$y = L - l$ die **Entfernung der arbeitenden Kanten** für die in Fig. 1067 gezeichnete ideelle **mittlere** Schieberstellung für einen beliebigen Füllungsgrad,
z die **Verschiebung** der Expansionslappen für einen beliebigen Füllungsgrad,
I den Schieberkreis des **Grundschiebers,**
II „ „ „ **Expansionsschiebers,**
III „ **relativen** Schieberkreis.

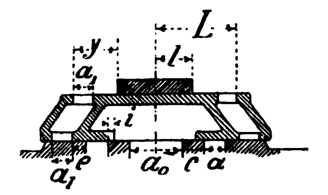


Fig. 868.
Fixe Expansion.

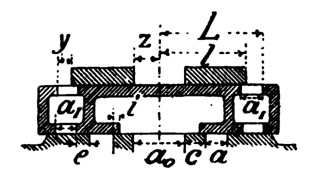


Fig. 869.
Veränderliche Expansion.

Das Schieberdiagramm. Fig. 870.

Der **äussere Deckungskreis** mit 2 e Durchmesser,
der **innere** „ „ 2 i „
das **äussere** lineare **Voreilen,** und
der **Schieberkreis** I mit dem Durchmesser $OG = r =$ Excentricität des Grundschiebers **werden aufgetragen wie bei der einfachen Steuerung.**

Man wähle ferner den **Voreilwinkel** des Expansionsexcenters $= 60$ bis 90^0 und zeichne den **Schieberkreis** II mit dem Durchmesser $OE = r_1 =$ Excentricität des Expansionsschiebers.

Ziehen wir nun:

GP parallel OE,
OP „ EG,

so ist OP **der Durchmesser des relativen Schieberkreises** III.

Die **Sehnen des Schieberkreises** III geben die **Entfernungen** der **beiden Schiebermittel unter sich** an, letztere ist am grössten in der Kurbelstellung OP und zwar gleich OP.

Für einen bestimmten Füllungsgrad z. B. 0,7 ist $OS = L - l$ und giebt der **schraffierte Teil** die Grösse der Einströmfläche an. In der Kurbelstellung ON ist der Durchlasskanal **ganz geöffnet,** in der Kurbelstellung O 0,5 um das Stück m und in der Kurbelstellung OS ist der Durchlasskanal **geschlossen.** Je weiter die Expansionsplatten **auseinander geschoben werden,** desto grösser wird l, also $L - l$ kleiner. Bei kleinen Füllungsgraden wird $L - l$ sogar negativ, es schneidet beispielsweise die Kurbelrichtung für 0,05 Füllung den Schieberkreis III im unteren Quadranten.

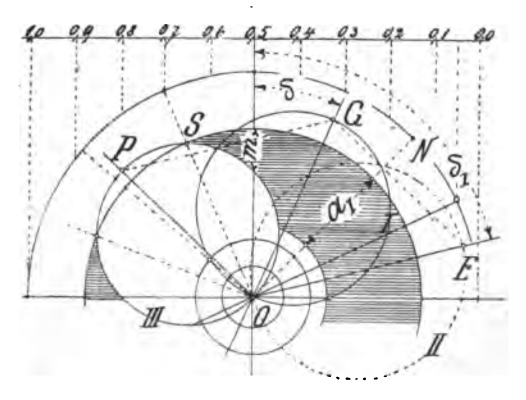


Fig. 870. Zeunersches Diagramm.

Diagramm zur Meyerschen Schiebersteuerung.

Fig. 871—873.

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

OX Schubrichtung des Schiebers,
O Mittelpunkt des Diagramms,
e **äussere Deckung**, Kreis um O mit $2e$ Durchmesser,
i **innere Deckung**, „ „ O „ $2i$ „
v lineares **äusseres Voreilen**,
r **Excentricität** des Grundschiebers,
OE Richtung des Expansionsexcenters,
r_I **Excentricität** des Expansionsschiebers,
GP parallel OE,
OP „ EG,
OP Durchmesser des relativen Schieberkreises.
Dann ist:
v_0 lineares **inneres Voreilen**,
δ Voreilwinkel des Grundschiebers,
δ_I „ „ Expansionsschiebers,
OP Durchmesser des relativen Schieberkreises III gleich der grössten vorkommenden Entfernung der beiden Schiebermittel unter sich,
$y_8 = L - l$ für 0,8 Füllung (Sehne des Schieberkreises III),
$y_4 = L - l$ „ 0,4 „ „ „ „ „
$y_0 = L - l$ „ 0,0 „ „ „ „ „ negativ
z_4 Verschiebung der Expansionsschieberlappen für 0,4 Füllung
z_0 „ „ „ „ 0,0 „
(0,8 als grösste Füllung angenommen),
OB Kurbelstellung für Beginn des Dampfeintritts,
$O0,4$ „ „ „ der Expansion für 0,4 Füllung,
OD „ „ „ des Abschlusses d. Grundschieb.,
OF „ „ „ des Dampfaustritts,
OM „ „ „ der Wiedereröffnung des Durchlasskanales bei 0,4 Füllung,
OC „ „ „ der Kompression, Schluss der Dampfausströmung.

Die Sehnen des **Schieberkreises** I geben die Entfernung des Grundschiebermittels von Mitte des Schieberspiegels.

Die Sehnen des **Schieberkreises** II geben die Entfernung des Expansionsschiebermittels von Mitte des Schieberspiegels.

Die Sehnen des **Schieberkreises** III geben die Entfernung der beiden Schiebermittel unter sich.

Fig. 871.

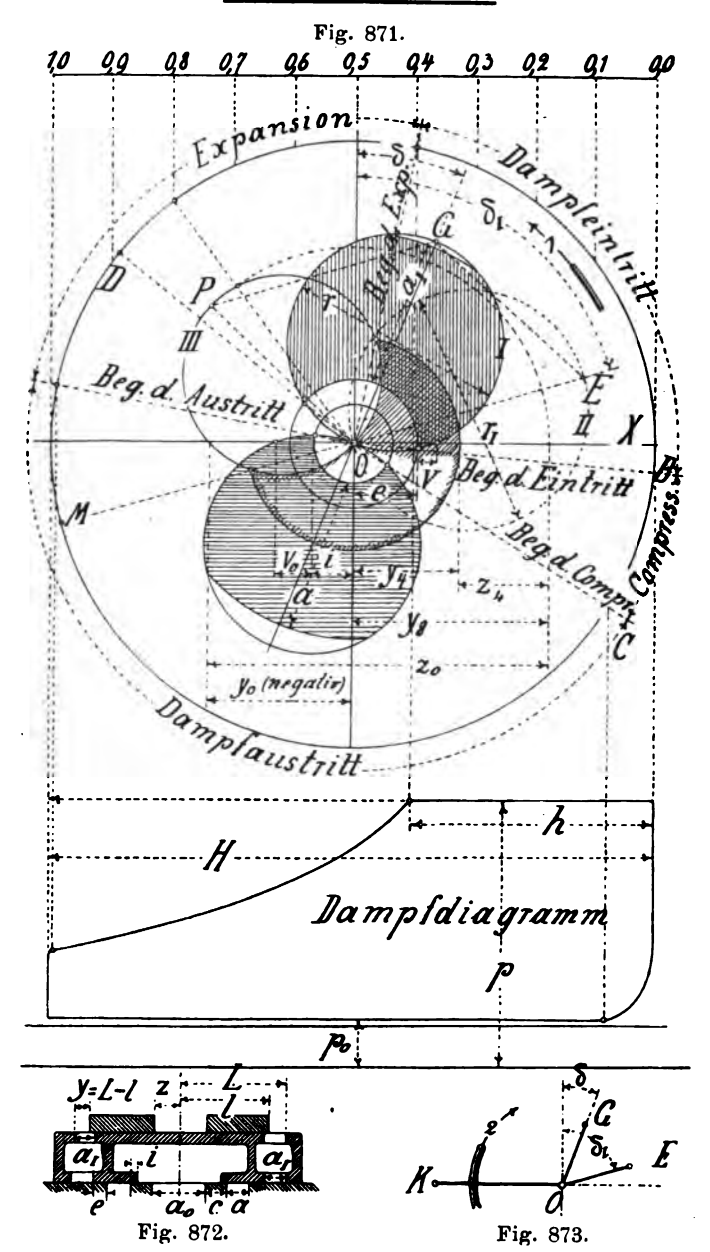
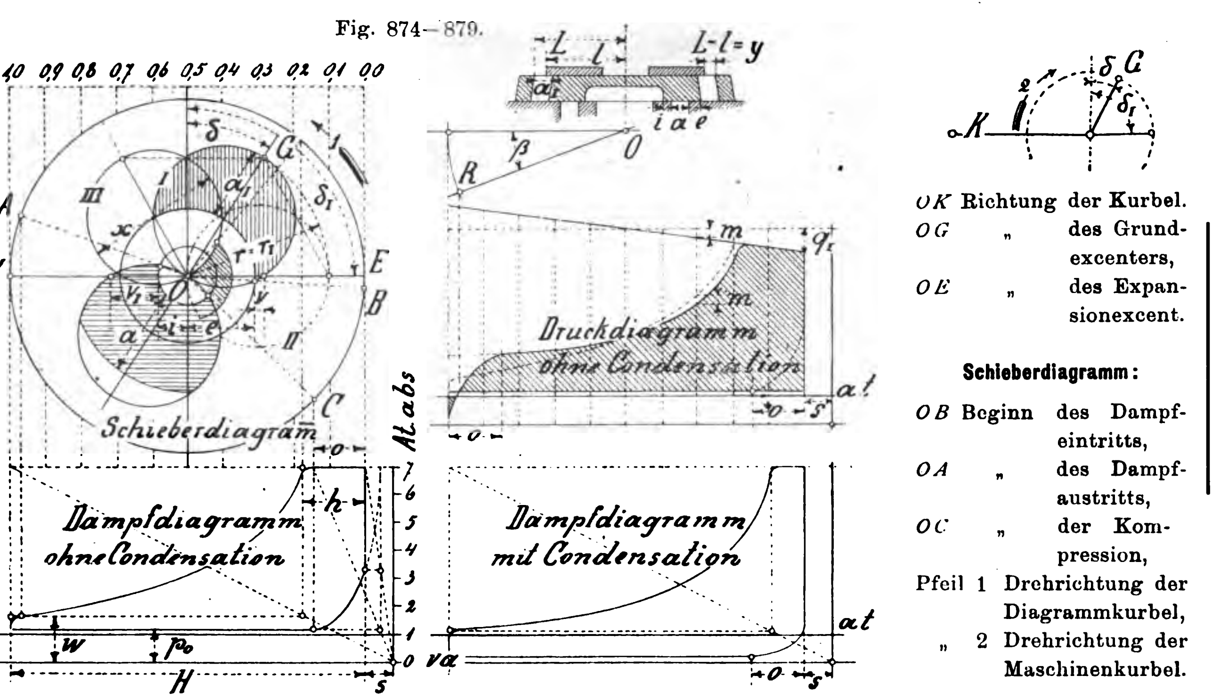


Fig. 872.

Fig. 873.

Fig. 874—879.



OK Richtung der Kurbel.
OG „ des Grundexcenters,
OE „ des Expansionexcent.

Schieberdiagramm:

OB Beginn des Dampfeintritts,
OA „ des Dampfaustritts,
OC „ der Kompression,

Pfeil 1 Drehrichtung der Diagrammkurbel,
„ 2 Drehrichtung der Maschinenkurbel.

Diagramm der Expansionsschiebersteuerung.*) Fig. 874—879. Tabelle 90.

Kolbenhub	H	**300**	**400**	**500**	**600**	**700**	**800**	**900**	**1000**
Cylinderdurchmesser	D	**200**	**250**	**300**	**350**	**400**	**450**	**500**	**550**
Umdrehungen pr. Minute	n	150	120	106	95	85	77	70	65
Kanalweite im Schieberspiegel	a	12	16	20	25	29	33	38	42
Durchlasskanal im Grundschieber	a_1	10	13	17	21	25	30	34	39
Äussere Deckung	e	10	12	16	19	23	27	30	33
Innere „	i	5	6	7	8	10	13	14	15
Excentricität beider Schieber	$r = r_1$	20	25	33	40	48	57	64	72
Äusseres lineares Voreilen	v	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Inneres „ „	v_1	6	8	11	14	16	18	21	24
Voreilwinkel des Grundschiebers in Grad	δ	33	33	33	33	33	33	33	33
„ „ Expansionsch. „ „	δ_1	90	90	90	90	90	90	90	90
Grösste Entf. beider Schieber unter sich	x	19	24	31	38	46	56	61	69
Die veränderliche Entfernung L—l der arbeitenden Schieberkanten, mit y bezeichnet für 0,73 Füllung	y	19	24	31	38	46	56	61	69
0,60 „	y	18	23	30	36	43	53	58	66
0,50 „	y	16	21	27	33	39	49	53	60
0,40 „	y	14	18	24	30	34	43	46	53
0,30 „	y	12	15	19	23	27	35	38	42
0,20 „	y	8	10	13	16	18	22	26	29
0,10 „	y	3	3	4	5	8	9	10	10
0,00 „	y	—9	—11	—13	—18	—21	—25	—28	—32

*) Für kleine schädliche Räume s. Seite 189. Beachte auch Seite 162 oben.

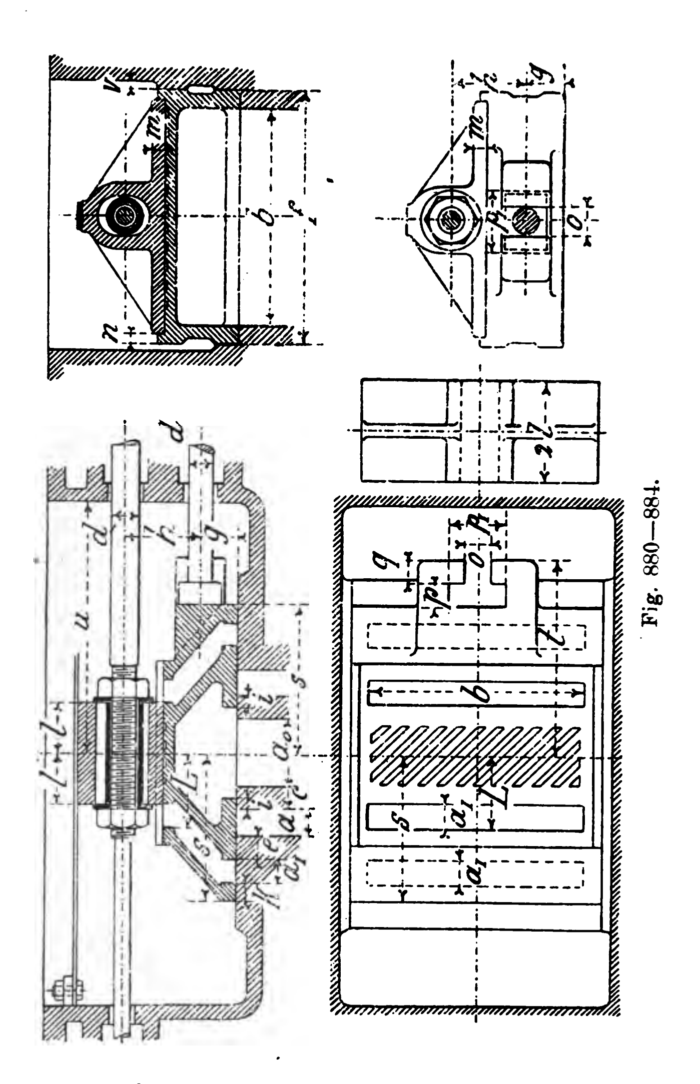


Fig. 880—884.

Doppelschiebersteuerung, **fixe Expansion.** *Fig. 880—884.* *(s. auch S. 178, 190.)*

(Hierzu Schieberdiagramm Tab. 90.)

Tabelle 91.

Maschine H	Maschine D	a_0	a	a_1	b	c	d	e	f	g	h	i	k	m	n	o	p	p_1	q	s	t	u	v	Exc. $r=r_1$
300	200	26	12	10	110	16	26	10	135	26	75	5	14	12	7	28	16	55	20	75	111	140	5	20
400	250	36	16	13	140	18	28	12	170	30	80	6	15	13	8	30	18	60	22	92	132	165	5	25
500	300	48	20	17	170	20	30	16	210	35	85	7	16	15	9	33	20	65	24	113	157	200	7,5	33
600	350	58	25	21	210	22	32	19	250	40	90	8	17	16	10	36	22	70	26	133	191	230	7,5	40
700	400	68	29	25	250	24	36	23	290	45	95	10	18	17	10	40	24	75	28	153	205	265	7,5	48
800	450	78	33	30	290	27	38	27	335	45	100	13	20	18	11	42	26	80	30	176	232	300	10	57
900	500	90	37	34	330	30	40	30	380	50	105	14	22	19	12	48	28	85	34	198	260	340	10	64
1000	550	100	42	39	370	32	42	33	420	55	110	15	24	20	13	50	30	90	38	220	288	375	10	72

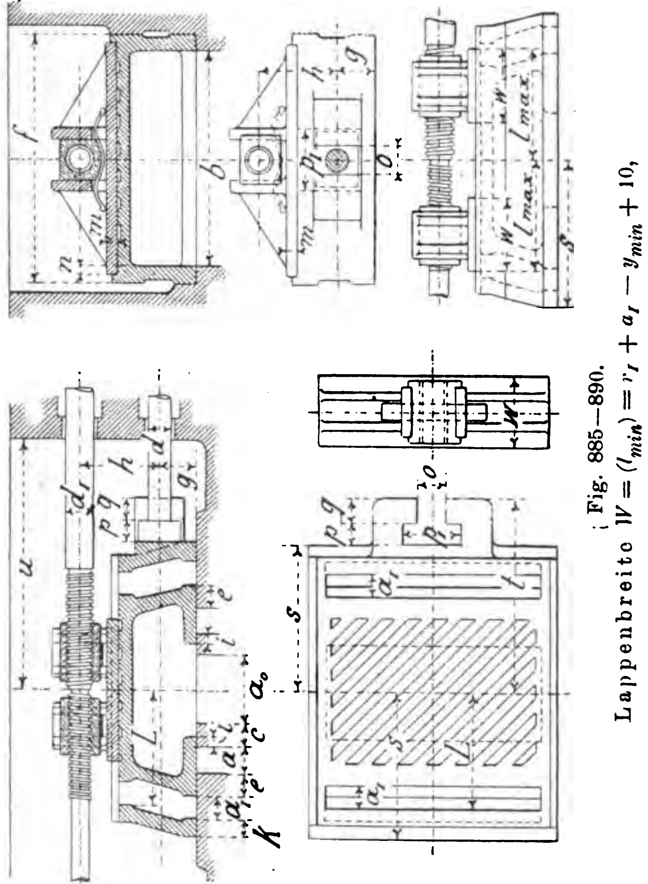


Fig. 885—890.

Lappenbreite $W = (l_{min}) = r_I + a_I - y_{min} + 10$,

für 0,1 bis 0,76 Füllung kann $w = \sim 2{,}5\,a$ genommen werden.

Meyersche Steuerung, *veränderliche Expansion.* *Fig. 885—890.*

(Hierzu Schieberdiagramm Tab. 90, Seite 183.)

Tabelle 92.

Maschine H	D	a_0	a	a_I	b	c	d	d_I	e	f	g	h	i	k	m	n	o	p	p_I	q	s	t	u	v	Exc. $r-r_I$
300	200	26	12	10	110	16	26	30	10	135	26	75	5	14	12	7	28	16	55	20	75	111	140	5	20
400	250	36	16	13	140	18	28	33	12	170	30	80	6	15	13	8	30	18	60	22	92	132	165	5	25
500	300	48	20	17	170	20	30	36	16	210	35	85	7	16	15	9	33	20	65	24	113	157	200	7,5	33
600	350	58	25	21	210	22	32	39	19	250	40	90	8	17	16	10	36	22	70	26	133	180	230	7,5	40
700	400	68	29	25	250	24	36	42	23	290	45	98	10	18	17	10	40	24	75	28	153	205	265	7,5	48
800	450	78	33	30	290	27	38	48	27	335	45	105	13	20	18	11	42	26	80	30	176	232	300	10	57
900	500	90	37	34	330	30	40	50	30	380	50	110	14	22	20	12	48	28	85	34	198	260	340	10	64
1000	550	100	42	39	370	32	42	52	33	420	55	115	15	24	22	13	50	30	90	38	220	288	375	10	72

Anzahl der Gewindegänge s. Seite 227.

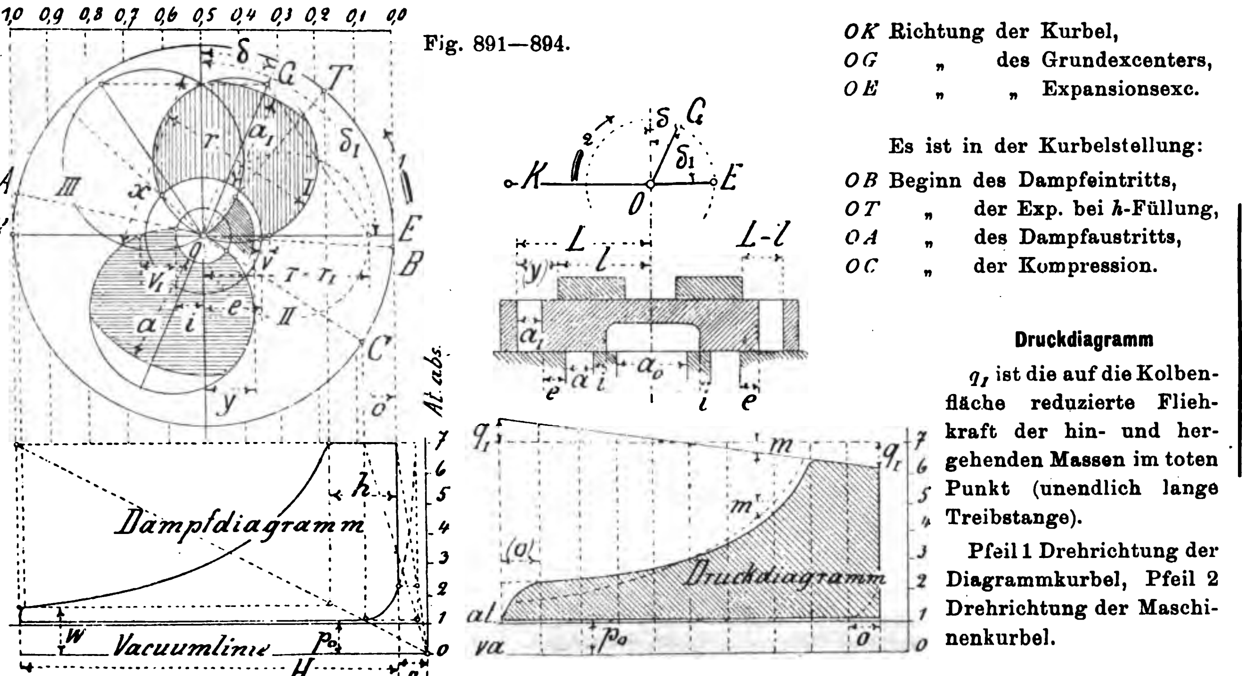


Fig. 891—894.

OK Richtung der Kurbel,
OG „ des Grundexcenters,
OE „ „ Expansionsexc.

Es ist in der Kurbelstellung:

OB Beginn des Dampfeintritts,
OT „ der Exp. bei *h*-Füllung,
OA „ des Dampfaustritts,
OC „ der Kompression.

Druckdiagramm

q_1 ist die auf die Kolbenfläche reduzierte Fliehkraft der hin- und hergehenden Massen im toten Punkt (unendlich lange Treibstange).

Pfeil 1 Drehrichtung der Diagrammkurbel, Pfeil 2 Drehrichtung der Maschinenkurbel.

Diagramm der Expansionsschiebersteuerung für kleine schädliche Räume. Fig. 891 – 894.

Tabelle 93.

Kolbenhub		H	300	400	500	600	700	800	900	1000
Cylinderdurchmesser		D	**200**	**250**	**300**	**350**	**400**	**450**	**500**	**550**
Umdrehungen pro Minute		n	150	120	106	95	85	77	70	65
Kanalweite im Schieberspiegel		a	12	16	20	25	29	33	37	42
Durchlasskanal im Grundschieber		a_1	10	13	17	21	25	30	34	39
Äussere Deckung		e	6	9	11	13	15	17	19	21
Innere „		i	3	4	5	6	6,5	7	8	9
Excentricität beider Schieber		$r = r_1$	18	25	31	38	44	50	57	63
Äusseres lineares Voreilen		v	2	2	2	2,5	3	4	5	6
Inneres „ „		v_1	5	6	8	10	12	14	15	18
Voreilwinkel d. Grundschiebers in Grad		δ	26	26	25	24	24	25	25	25
„ „ Expansionsschiebers		δ_1	90	90	90	90	90	90	90	90
Grösste Entf. beider Schieber unter sich		x	19	27	34	41	47	54	61	67
Die veränderliche Entfernung $L - l$ der arbeitenden Kanten, im Schieberdiagramm mit y bezeichnet für	0,76 Füllung	y	19	27	34	41	47	54	61	67
	0,60 „	y	17	25	31	38	44	50	57	62
	0,50 „	y	16	23	28	35	40	45	51	56
	0,40 „	y	13	19	24	30	24	39	44	49
	0,30 „	y	10	15	18	22	26	30	34	38
	0,20 „	y	6	9	12	14	16	19	19	24
	0,10 „	y	2	3	3	3	3	4	5	5
	0,00 „	y	−10	−13	−16	−21	−24	−28	−32	−34

Für grössere schädliche Räume s. Seite 183.

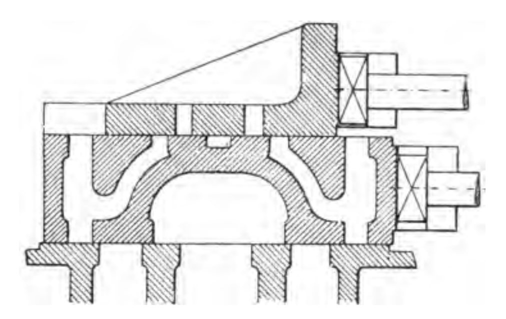


Fig. 895. Steuerung für **fixe Expansion** (doppelte Eintrittskanäle für die Expansion).

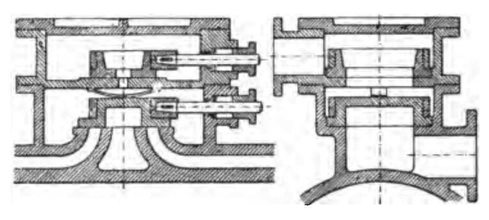


Fig. 896—897. Doppelschiebersteuerung mit **getrenntem Expansionsraum**, wird selten ausgeführt.

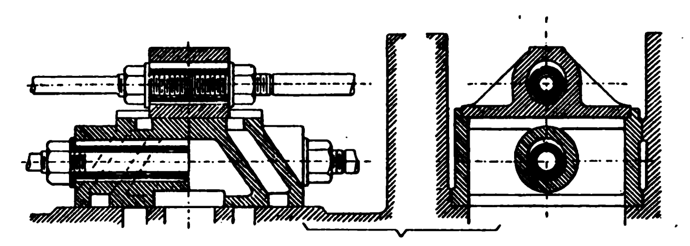


Fig. 898—899. Steuerung mit **fixer** Expansion.

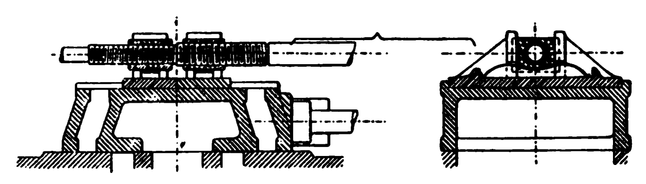


Fig. 900—901. **Meyersche** Steuerung mit veränderlicher Expansion, gewöhnlich während des Ganges von Hand verstellbar.

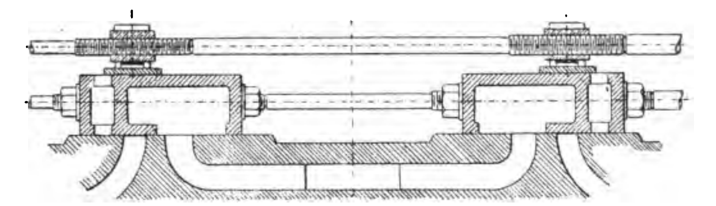


Fig. 902. Geteilter **Meyer**scher Schieber.

Schieberrahmen. Fig. 903–904.

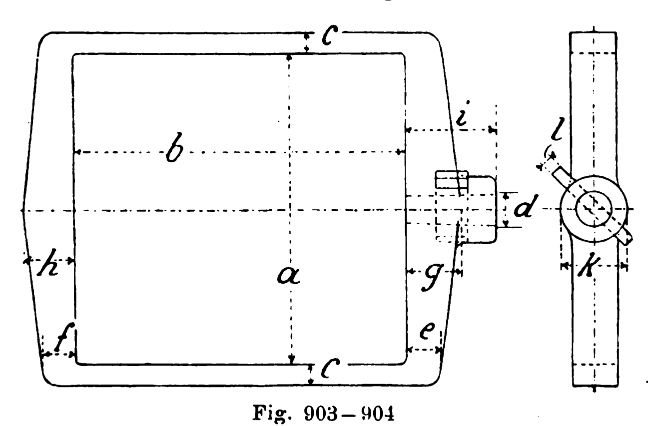


Fig. 903–904

Tabelle 94. mm

Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
300	**200**	135	172	12	26	20	16	30	20	60	52	8
400	**250**	170	210	14	28	20	16	34	22	65	55	9
500	**300**	210	246	15	30	22	18	38	24	70	60	9
600	**350**	250	282	16	32	22	18	42	26	78	65	10
700	**400**	290	324	18	36	25	20	46	30	86	70	11
800	**450**	325	364	18	38	25	20	50	33	92	75	12
900	**500**	380	404	20	40	30	25	55	36	100	80	13
1000	**550**	420	440	20	42	35	30	60	40	110	84	14

Stellvorrichtung für Meyersche Steuerung.

Fig. 905–924.

Fig. 905–907 (s. Seite 193).

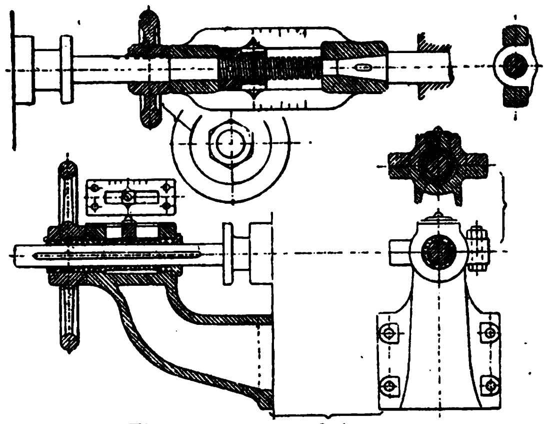


Fig. 908–911 (s. Seite 194).

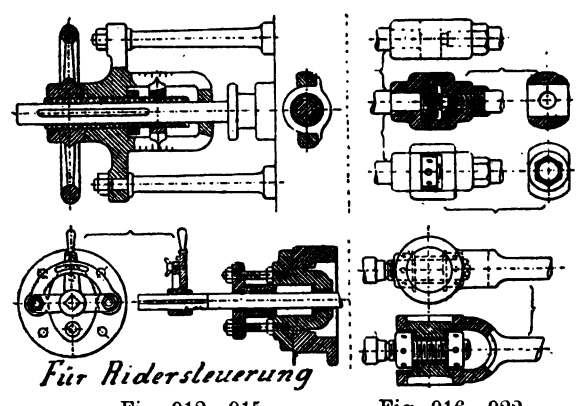


Fig. 912–915. Fig. 916–922.

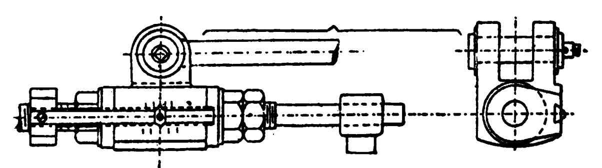


Fig. 923–924.

Stellvorrichtung mit Scala, Fig. 925—926,

zur Meyerschen Schiebersteuerung (Seite 183).

Fig. 925—926 u. Tabelle 95.

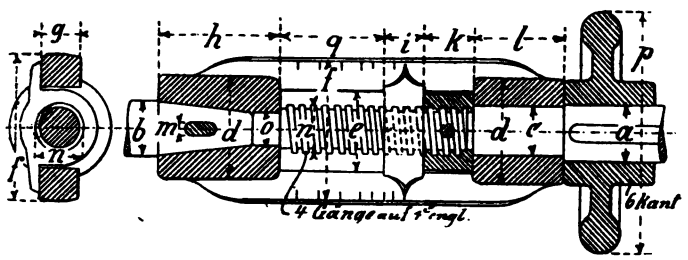


Tabelle 95.

Maschine																	
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*
300	200	26	28	25	48	38	70	18	60	19	25	43	5	24	18	122	28
400	250	28	30	26	52	40	75	20	62	20	26	46	6	25	19	130	35
500	300	30	32	27	56	43	80	22	64	21	27	49	8	26	20	138	44
600	350	32	35	28	60	46	85	24	66	22	28	52	9	27	21	146	56
700	400	36	38	32	63	49	90	26	72	24	32	56	9	30	25	158	67
800	450	38	40	34	66	53	96	28	80	26	34	60	10	33	27	170	81
900	500	40	42	36	70	56	104	30	90	28	36	64	11	35	28	178	89
1000	550	42	44	38	72	60	114	32	100	30	38	68	12	36	29	186	101

Bei dieser Konstruktion fällt das Handrad sehr klein aus und wird deshalb mit einem Sechskant versehen, um event. mit dem Schraubenschlüssel verstellen zu können.

q ist für 0,0—0,73 Füllung bestimmt.

Gewinde der Schieberstange s. Tab. 104.

Stellvorrichtung mit Scala, Fig. 927—929, zur Meyerschen Schiebersteuerung.

Fig. 927—929 u. Tabelle 96.

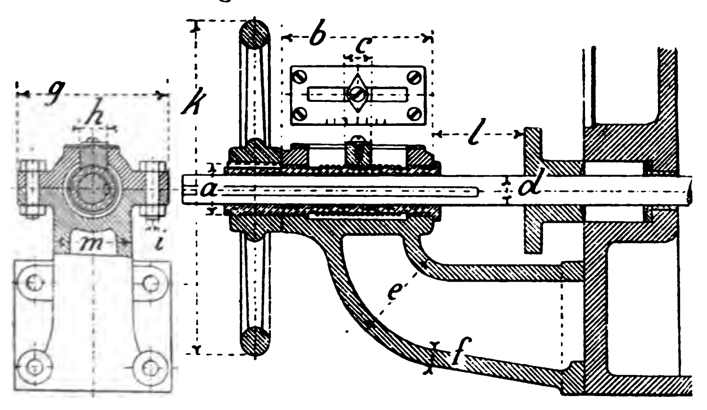


Tabelle 96.

Maschine													
H	D	d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m
400	250	20	32	80	20	50	8	100	25	10	150	50	40
500	300	23	36	95	22	60	10	110	26	13	190	60	48
600	350	26	40	110	26	70	10	120	28	13	230	70	56
700	400	29	44	125	28	80	12	130	30	13	280	80	64
800	450	31	48	140	30	90	14	140	32	16	320	90	72
900	500	33	52	160	33	105	16	150	34	16	360	100	80
1000	550	34	55	180	35	120	18	160	35	16	400	110	90

Diese am hinteren Ende des Schieberkastens angebrachte Stellvorrichtung hat sich am meisten eingeführt.

Das Müller-Reuleauxsche Schieberdiagramm.

Das **Müllersche Diagramm** mag seine besonderen Vorteile haben für denjenigen, welcher sich häufiger damit befasst, man findet jedoch meistens (zumal bei älteren Konstrukteuren) die Ansicht vertreten, dass das Aufzeichnen sowie das Ablesen der für die Konstruktion einer Steuerung nötigen Daten beim **Müllerschen Diagramm** schwieriger ist, als beim **Zeunerschen.**

Da es nun nicht angeht, Specialisten für Diagramme heranzubilden und, wie die Erfahrung zeigt, der Normalingenieur die Sache zu leicht vergisst (wenn er sie überhaupt jemals richtig verstanden hat), so will ich versuchen, die Müllerschen Diagramme der Expansionssteuerung in nachstehendem etwas mundgerecht zu machen. Ich musste dabei den Müllerschen Entwicklungsgang verlassen, erstens um das Aufzeichnen des Relativexcenters mit der Zeunerschen Manier in Einklang zu bringen und den in Fig. 931 dargestellten häufig vorkommenden Fehler zu vermeiden, zweitens wegen des unangenehmen Abtragens der Winkel resp. Sehnen, *n* nach (*n*), Fig. 930, bei Doppelschiebersteuerung.

Damit möglichst viel Übereinstimmung mit dem Zeunerschen Diagramm erzielt wird, ist ferner der Dampfeintritt nach oben gelegt.

Das **Aufzeichnen** und das **Ablesen** der gesuchten Grössen soll also rein **mechanisch** geschehen und für solche sein, die das Müller-Reuleauxsche Diagramm nicht gründlich verstehen.*)

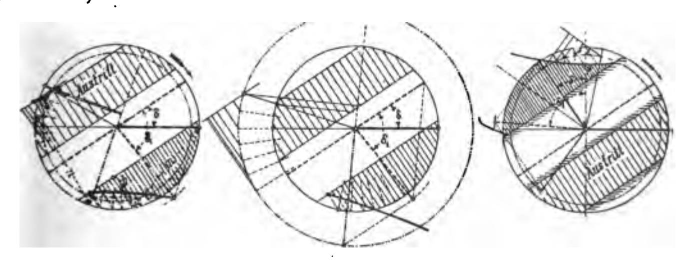


Fig. 930. Nach Müller. | Fig. 931. Falsch. | Fig. 932. Principiell unrichtig, geometr. richtig (Haeder).

*) Lehrbücher für das Müllersche Diagramm: A. Seemann; Die Müllerschen Schieberdiagramme; J. Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues II.

Das Müller-Reuleauxsche Schieberdiagramm

zur **einfachen** Schiebersteuerung.

I. a, e, i und v sind gegeben oder angenommen, so geschieht das Aufzeichnen des Diagramms in folgender Reihenfolge:

Tk, Tk_1 **Kolbenweglinie** (Tk, Tk_1 Totpunkte der Maschinenkurbel),
O Mittelpunkt des Diagramms,
$r = a + e$ **Excentricität** des Schiebers (Kreis um O mit Radius r stellt Schieber- und Kurbelkreis dar),
$e + v$ senkrecht zu Tk, Tk_1 (e äussere Deckung, v lineares äusseres Voreilen),
XX Mittellage des Excenters,
G Hubwechsel des Excenters $\perp$ zu XX,
e **äussere Deckung** $\parallel$ zu XX,
i **innere Deckung** $\parallel$ zu XX,
a **Kanalweite** im Schieberspiegel $\parallel$ zu XX.

Dann ist:

OG Richtung des Excenters beim Beginn des Hubes,
v_0 lineares **inneres Voreilen,**
δ **Voreilwinkel** des Excenters $\left(\sin\delta = \frac{e+v}{r}\right)$,
Ve Beginn der Einströmung,
Ex „ „ Expansion (Einströmung geschlossen),
Va „ „ Ausströmung,
C „ „ Kompression (Ausströmung geschlossen),
h **Füllung,**
o **Kompression.**

Die durch den Schieberkreis begrenzten Normalen zu Ve Ex stellen die **Kanaleröffnungen** für die Einströmung dar, z. B. für Kurbelstellung OM ist die Kanaleröffnung $= m$.

In G grösste **Kanaleröffnung** für den Dampfeintritt.

In Ex **Einströmung geschlossen,** Beginn der Expansion.

Die Normalen zu Va C stellen die Kanaleröffnungen für die Ausströmung dar und zwar:

Va Beginn der Ausströmung,
von A bis A_1 grösste Kanaleröffnungen.

Die Schieberwege für eine bestimmte Kurbelstellung, z. B. für OM erhält man durch Projektion des Punktes M auf die Gerade OG; in dieser Kurbelstellung ist der Schieber um q von der Mittellage entfernt.

II. Gegeben: Das Dampfverteilungsdiagramm also Füllung h und Kompression o. Man nehme die Voreinströmung vorläufig $= 0{,}5 - 1{,}5\,\%$ an, erhält durch Konstruktion des Schieberdiagramms die Vorausströmung, sodann hat man die erhaltenen Grössen zu beurteilen und den Verhältnissen entsprechend zu korrigieren.

Der Massstab des Schieberdiagramms ergiebt sich durch Vergleichung der durch Rechnung ermittelten Kanalweite und der aus dem Diagramm sich ergebenden Grösse a. Hierauf hat man ein massstäblich richtiges Diagramm zu zeichnen

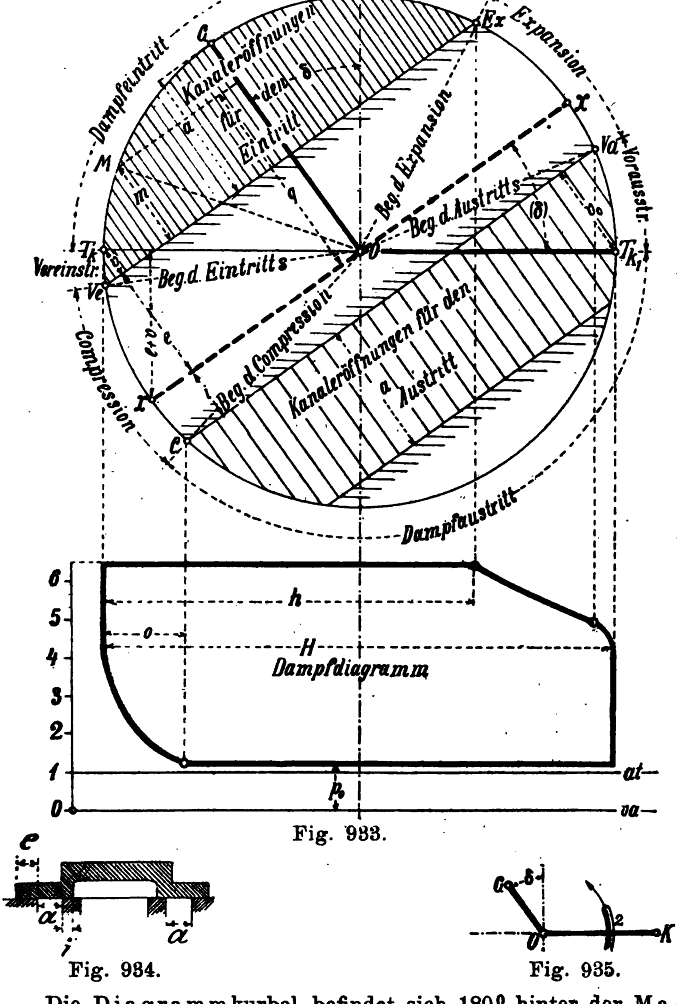


Fig. 933.

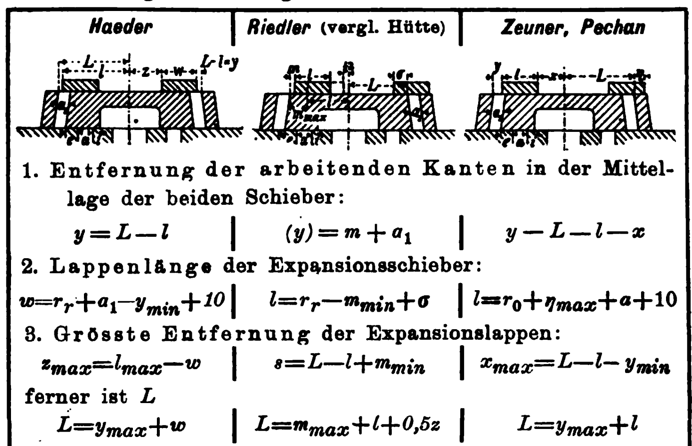
Fig. 934.

Fig. 935.

Die Diagrammkurbel befindet sich 180° hinter der Maschinenkurbel und hat entgegengesetzte Drehrichtung z. B. $O\,Tk_1$ Totlage der Maschinenkurbel, $O\,Tk$ Diagrammkurbel mit Drehrichtung nach oben.

Das Müller-Reuleauxsche Schieberdiagramm
für Expansionssteuerungen (Meyer- und Ridersteuerung).

Um Irrtümern vorzubeugen, sei hier erst auf die Verschiedenheit der Bezeichnungen in einigen Büchern aufmerksam gemacht. Fig. 936—938.



Haeder	*Riedler* (vergl. Hütte)	*Zeuner, Pechan*
1. Entfernung der arbeitenden Kanten in der Mittellage der beiden Schieber:		
$y = L - l$	$(y) = m + a_1$	$y - L - l - x$
2. Lappenlänge der Expansionsschieber:		
$w = r_r + a_1 - y_{min} + 10$	$l = r_r - m_{min} + \sigma$	$l = r_0 + \eta_{max} + a + 10$
3. Grösste Entfernung der Expansionslappen:		
$z_{max} = l_{max} - w$	$s = L - l + m_{min}$	$x_{max} = L - l - y_{min}$
ferner ist L		
$L = y_{max} + w$	$L = m_{max} + l + 0{,}5z$	$L = y_{max} + l$

Auf die Verschiedenheit der Bezeichnung L sei besonders hingewiesen, ferner lässt Riedler bei Maximalfüllung die Expansionslappen noch um die Grösse s voneinander abstehen, während sonst dieselben bei dieser Füllung als zusammenstossend angenommen werden.

Konstruktion des Diagramms Fig. 939—943.

1. **Konstruktion des Grundschieberdiagramms** s. S. 196—197.
2. **Konstruktion des Relativexcenters.**

Man wähle:

r_1 die Excentricität, $r_1 = r - 1{,}3\,r$,

δ_1 den Voreilwinkel des Expansionsexcenters, 75—90°,

ziehe $OR \parallel GE$ und $ER \parallel OG$, so ist:

$OR = r_r$ die Excentricität des Relativexcenters,

δ_r der Voreilwinkel des Relativexcenters.

3. **Konstruktion der Kurbelstellung** für Abschluss des Expansionsschiebers z. B. bei einem Füllungsgrad $h = 0{,}6$,

Lote F_6 aus dem Dampfdiagramm in den Grundschieberkreis, Schnittpunkt (F_6), so ist:

$O\,(F_6)$ Kurbelstellung für den Abschluss des Expansionsschiebers, bei 0,6 Füllung.

4. **Konstruktion der Schieberabschlusskurve.**

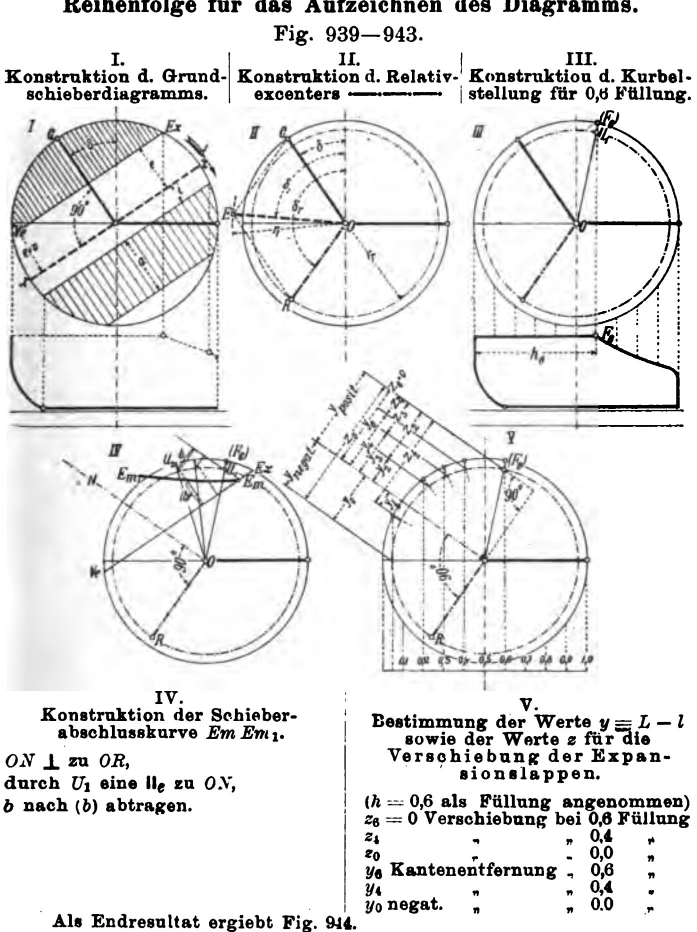
Ziehe $ON \perp$ zu OR, durch U_1 eine $\parallel e$ zu ON, so geben die Abschnitte zwischen dem Relativexcenterkreis und der $\parallel$ zu ON

die **Kanalerőffnungen** des **Durchlasskanals**; z. B. für die Kurbelstellung OU_2 ist b die Kanaleröffnung.

Nach Erhalt der Kanaleröffnungen fälle von den Kurbelstellungen im Grundschieberkreis Senkrechte auf *Ve Ex*, trage auf dieselben von *Ve Ex* aus die soeben gefundenen, den jeweiligen Kurbelstellungen entsprechenden Kanaleröffnungen ab, z. B. $b = (b)$, und ziehe durch die erhaltenen Punkte die Schieberabschlusskurve $Em\,Em_1$. Die Konstruktion für jede andere Füllung geschieht genau ebenso.

Reihenfolge für das Aufzeichnen des Diagramms.

Fig. 939—943.



I. Konstruktion d. Grundschieberdiagramms.

II. Konstruktion d. Relativexcenters ——·——

III. Konstruktion d. Kurbelstellung für 0,6 Füllung.

IV. Konstruktion der Schieberabschlusskurve $Em\,Em_1$.

$ON \perp$ zu OR,
durch U_1 eine $\parallel_e$ zu ON,
b nach (b) abtragen.

V. Bestimmung der Werte $y = L - l$ sowie der Werte z für die Verschiebung der Expansionslappen.

($h = 0{,}6$ als Füllung angenommen)

$z_6 = 0$ Verschiebung	bei	0,6	Füllung
z_4 „	„	0,4	„
z_0 „	„	0,0	„
y_6 Kantenentfernung „		0,6	„
y_4 „	„	0,4	„
y_0 negat. „	„	0.0	„

Als Endresultat ergiebt Fig. 944.

Müllersches Schieberdiagramm für Expansionssteuerung.

Zusammenstellung der mit I bis V bezeichneten Figuren Seite 199

Pfeil 1 Drehrichtung der Diagrammkurbel.
„ 2 „ „ Maschinenkurbel.
——— Grundschieberkreis zugleich Kurbelkreis.
—·—·—·— Relativschieberkreis.

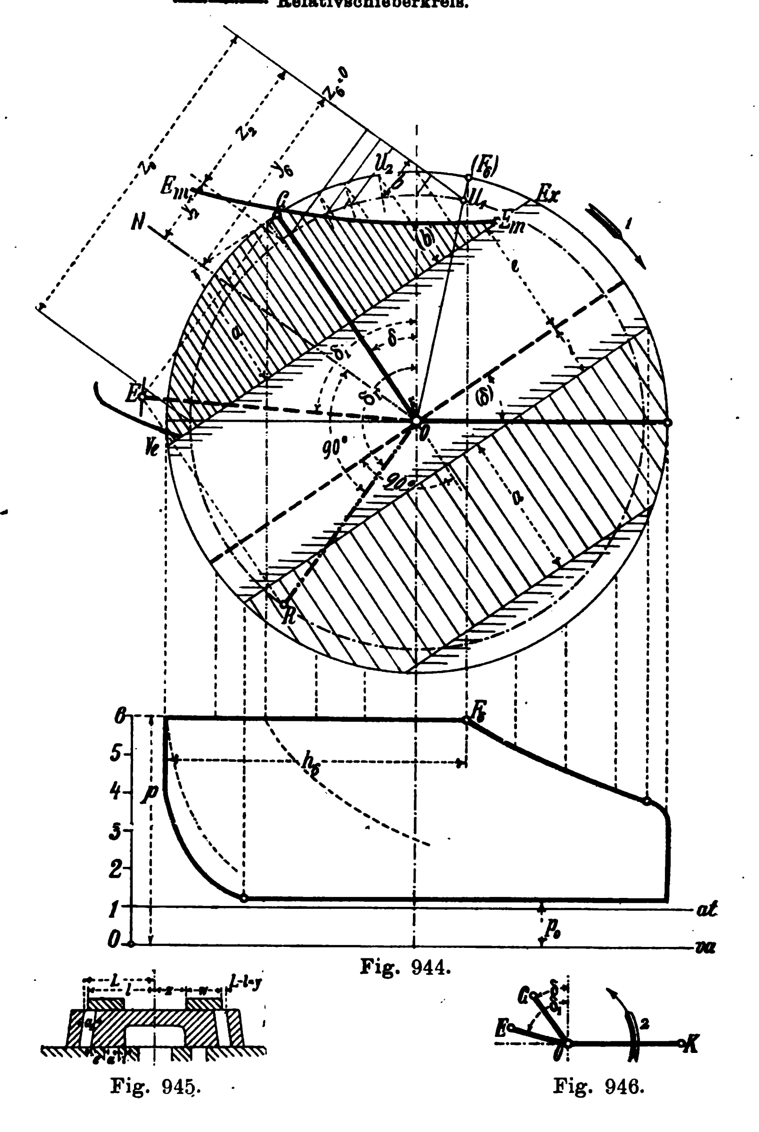


Fig. 944.

Fig. 945.

Fig. 946.

Die Ridersteuerung.

Die Ridersteuerung unterscheidet sich von der Meyerschen Steuerung dadurch, dass die Expansionsplatten durch einen **Trapezschieber**, welcher eine Cylinderfläche bildet, ersetzt werden. Durch Drehung der Expansionsschieberstange wird die Kantenentfernung $L-l$ variabel, siehe Fig. 947. Das Zeunersche Schieberdiagramm ist hier ohne weiteres zu verwenden.

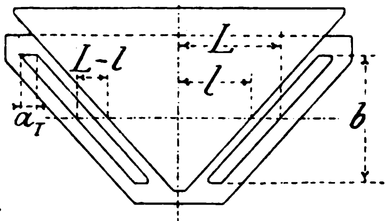


Fig. 947.

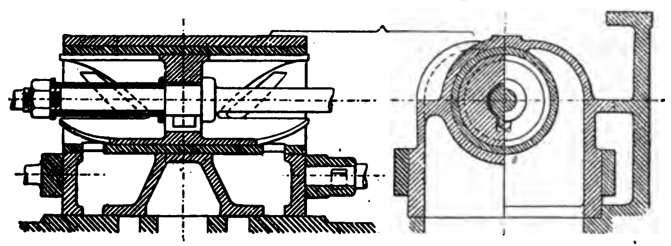


Fig. 948—949. Geschlossener oder Büchsenriderschieber.

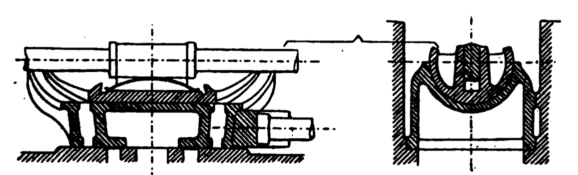


Fig. 950—951. Offener **Rider**schieber.

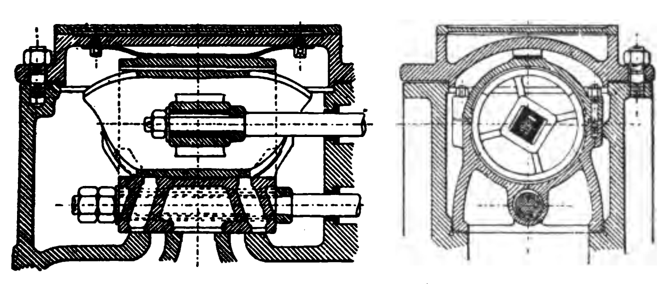


Fig. 952—953.

In Fig. 950—951 wirkt die Feder liegend auf die Schieberstange. Dieser Übelstand wird durch die Konstruktion Fig. 952 bis 953 vermieden.

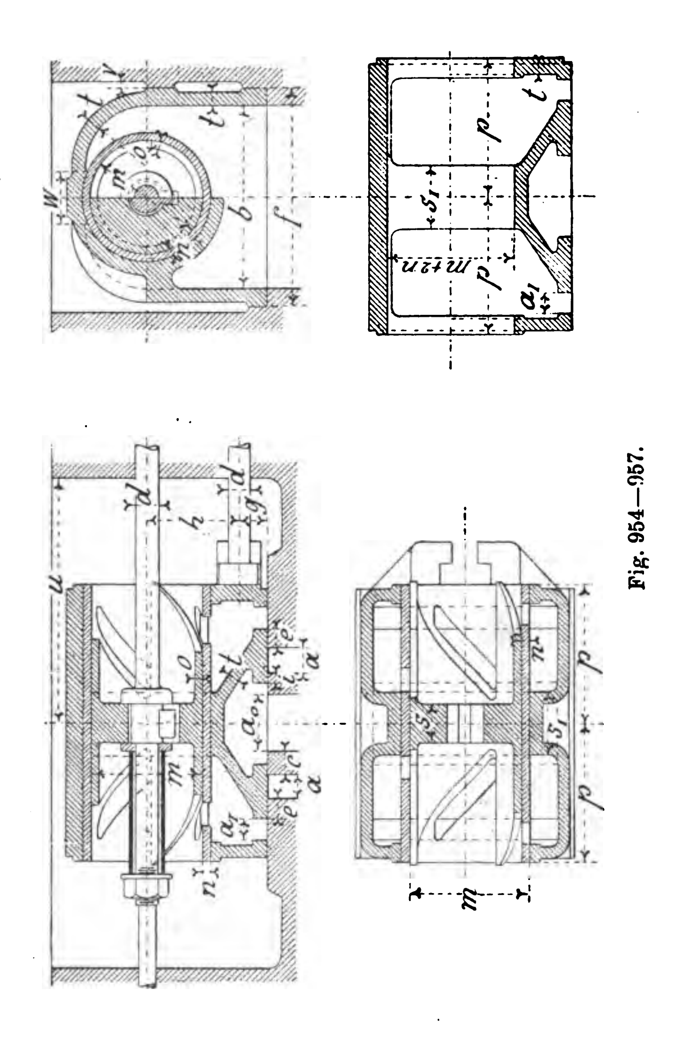


Fig. 954—957.

Rider-Büchsenschieber. *Fig. 954—957.*

(Hierzu Schieberdiagramm Tab. 90, Seite 183.)

Tabelle 97.

Maschine																							
H	D	a_0	a	a_1	b	c	d	e	f	g	h	i	m	n	o	p	q	s	s_1	t	u	v	w	Exc. $r = r_1$
400	250	36	16	13	140	18	28	12	170	30	80	6	80	8	8	105	145	38	60	12	180	5	40	25
500	300	48	20	17	170	20	30	16	210	35	90	7	100	10	10	125	169	42	65	13	215	7,5	45	33
600	350	58	25	21	210	22	32	19	250	40	110	8	120	12	12	150	198	45	70	14	255	7,5	50	40
700	400	68	29	25	250	24	36	23	290	45	125	10	140	12	12	175	227	48	75	15	290	7,5	55	48
800	450	78	33	30	290	27	38	27	335	45	145	13	165	13	13	200	256	51	80	16	330	10	60	57
900	500	90	37	34	330	30	40	30	380	50	160	14	185	14	14	220	282	54	85	18	360	10	65	64
1000	550	100	42	39	370	32	42	33	420	55	180	15	210	15	15	245	313	57	90	20	400	10	70	72

Abwicklung des Expansionsschieberspiegels s. Tab. 98.

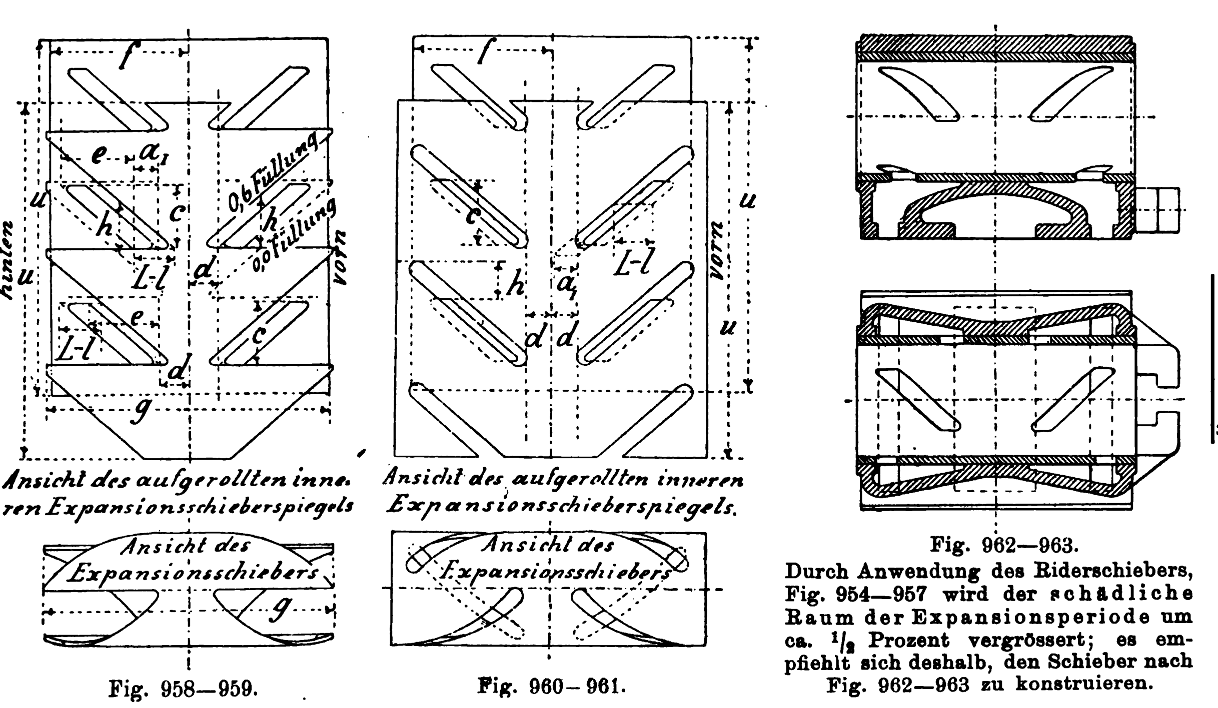


Fig. 958—959.

Fig. 960—961.

Fig. 962—963.

Durch Anwendung des Riderschiebers, Fig. 954—957 wird der schädliche Raum der Expansionsperiode um ca. $^1/_2$ Prozent vergrössert; es empfiehlt sich deshalb, den Schieber nach Fig. 962—963 zu konstruieren.

Expansionsschieberspiegel. *Fig. 958—961.*

(Zum Riderbüchsenschieber, Tab. 97, Seite 203.)

Tabelle 98.

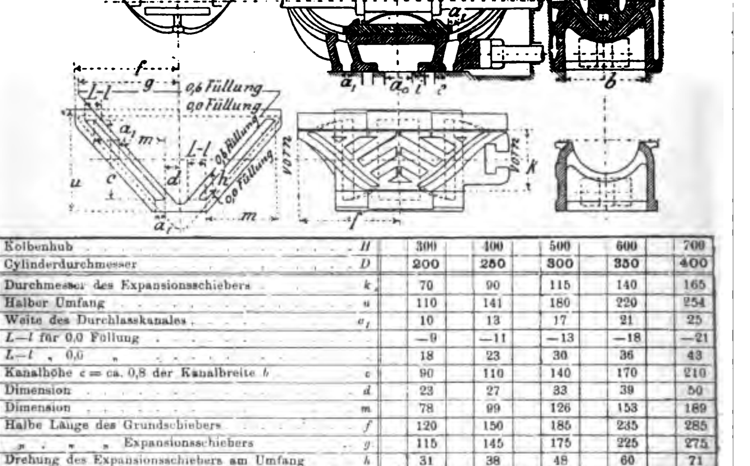
Kolbenhub	H	400	500	600	700	800	900	1000
Cylinderdurchmesser	D	**250**	**300**	**350**	**400**	**450**	**500**	**550**
Durchmesser des Expansionsschiebers	m	80	100	120	140	165	185	210
Umfang des Expansionsschiebers	u	251	314	377	440	518	581	660
$L-l$ für 0,0 Füllung		—11	—13	—18	—21	—25	—28	—32
$L-l$ „ 0,6 „		23	30	36	43	53	58	66
Weite des Durchlasskanales	a_1	13	17	21	25	30	34	39
Kanalbreite	b	140	170	210	250	290	330	370
Kanalhöhe c — ca. $\frac{b}{3}$	c	45	58	70	85	100	110	125
Dimension	d	27	29	33	35	39	41	44
Dimension	e	52	67	80	99	115	127	143
Halbe Büchsenlänge	f	105	125	150	175	200	220	245
Länge des Expansionsschiebers	g	215	260	310	360	410	460	510
Ausschlagwinkel des Expansionsschieb. in Grad	β	42	43	45	45	47	46	47
Drehung des Expansionsschiebers am Umfang	h	29	37	47	55	68	74	86
Füllungsgrad bei Mittelstellung des Regulators		0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13

Die vorher erwähnte Konstruktion, also der geschlossene Riderschieber Seite 202, hat den Nachteil, dass er für dauernden Betrieb **nicht dicht** hält. Der **offene Riderschieber** hat diesen Nachteil nicht. Durch den Dampfdruck wird der Expansionsschieber immer auf den Grundschieber gedrückt und so ein Dichthalten der Expansionsschieberfläche gewährleistet.

Offener Riderschieber. Fig. 964—969.

(Hierzu Schieberdiagramm Tab. 90, Seite 183.)

Tabelle 99.



Kolbenhub	H	300	400	500	600	700
Cylinderdurchmesser	D	200	250	300	350	400
Durchmesser des Expansionsschiebers	k	70	90	115	140	165
Halber Umfang	u	110	141	180	220	254
Weite des Durchlasskanales	a_1	10	13	17	21	25
$L-l$ für 0,0 Füllung		—9	—11	—13	—18	—21
$L-l$ „ 0,6 „		18	23	30	36	43
Kanalhöhe $c =$ ca. 0,8 der Kanalbreite b	c	90	110	140	170	210
Dimension	d	23	27	33	39	50
Dimension	m	78	99	126	153	189
Halbe Länge des Grundschiebers	f	120	150	185	235	285
„ „ „ Expansionsschiebers	g	115	145	175	225	275
Drehung des Expansionsschiebers am Umfang	h	31	38	48	60	71
Ausschlagwinkel des Expansionsschiebers in Grad	β	51	48	48	49	49
Füllungsgrad bei Mittelstellung des Regulators		0,13	0,13	0,13	0,13	0,13

Will man mit dem offenen Riderschieber einen ebenso günstigen Dampfabschluss erreichen, als mit der Meyerschen Steuerung, so ist die Kanalhöhe $c =$ der Kanalbreite b zu nehmen. Zur Umgehung der daraus resultierenden grossen Schieberdimensionen begnügt man sich häufig mit der Kanalhöhe $c = 0{,}8\,b$ und nimmt dadurch eine stärkere Drosselung des Eintrittsdampfes am Ende der Admissionsperiode in Kauf.

Der früher so häufig angewandte offene Riderschieber ist in neuerer Zeit verdrängt worden durch den sogenannten flachen Riderschieber.

Trapezschieber von *E. Leutert, Halle a. d. S.*

Durch Anwendung eines geteilten Expansionsschiebers und der sich dabei ergebenden kürzeren Dampfkanäle ist ein kleiner Weg für die Verstellung des Expansionsschiebers nötig. Auf dem Rücken des Grundschiebers befinden sich vier Einlasskanäle, von denen sich je zwei zu einem Kanal vereinigen.

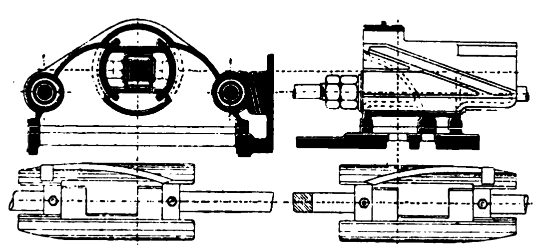


Fig. 970—973.

Flacher Riderschieber.

Die erste Ausführung des Schiebers hatte nur einen Schlitz für den Einlass und den Nachteil, dass der Ausschlagwinkel der Expansionsschieberstange ein sehr grosser und durch letzteren Umstand die Regulierfähigkeit der Maschine sehr beeinträchtigt wurde. Sodann wandte man zwei Einlassschlitze an (Fig. 974—977).

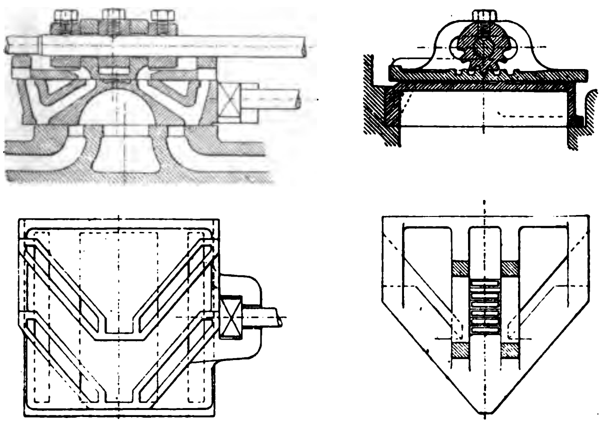


Fig. 974—977.

Viel mehr Vorteil bietet die Ausführung nach Fig. 978—984. Das Modell des Grundschiebers ist sehr einfach (jedenfalls billiger als das des offenen Riderschiebers), die Konstruktion bietet einen sehr guten Abschluss der Dampfeintrittsspannung, da die **Einlasskanäle reichlich breit** ausfallen. Die Zeit gestattet mir nicht, die Normalien für den Schieber an dieser Stelle zu bringen, ich habe denselben jedoch für alle Maschinengrössen durchgearbeitet und kann mit Konstruktionszeichnungen dienen.

Auch beim Riderschieber muss, wie bei der Meyersteuerung, darauf geachtet werden, dass die Schieberstange den Schieber **möglichst tief** (also näher der Schieberfläche) angreift, da sonst ein Hohl- bezw. Rundwerden des Schieberspiegels eintreten kann.

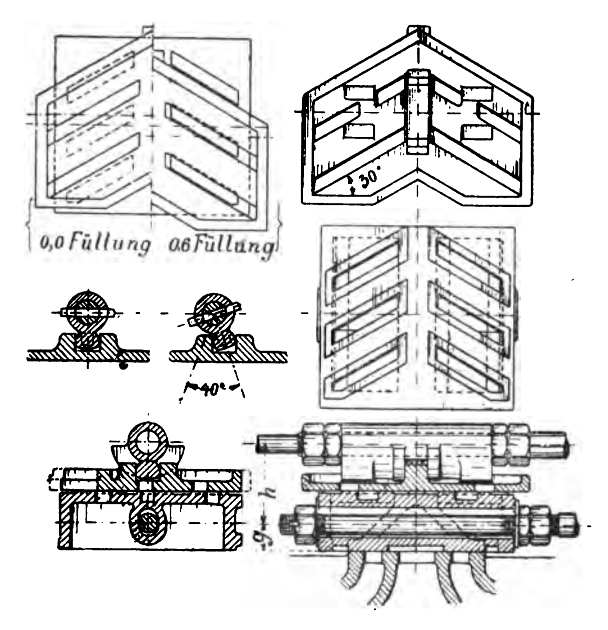


Fig. 978—984. Flacher Riderschieber.

Kanalquerschnitt im Schieberspiegel	15	30	48	60	80	qcm
g	28	32	35	38	42	mm
h	85	98	110	120	130	„
Ausschlagwinkel des Expansionsschiebers	34°	41°	42°	42°	42°	

Der Angriff des Regulators

auf die Expansionsschieberstange kann in verschiedener Weise erfolgen und sind in folgenden elf Konstruktionen angegeben

Die Ausführung ist sehr einfach und nicht teuer, da die Herstellung der Gelenke meistens nur Dreherarbeit erfordert.

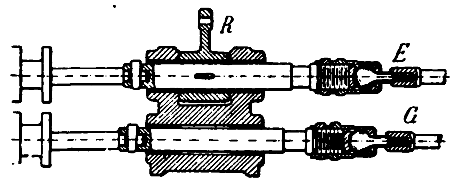


Fig. 985. Mit Kugelgelenken.

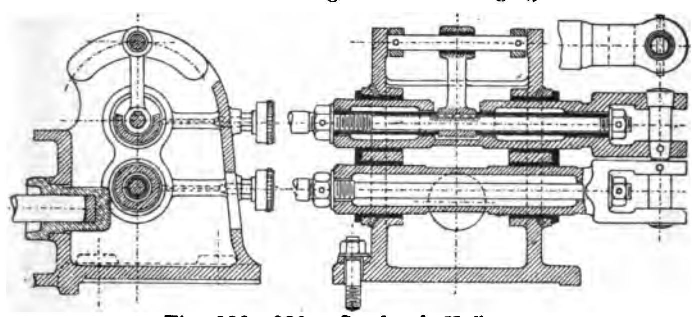


Fig. 986—988. *Starke & Hoffmann.*

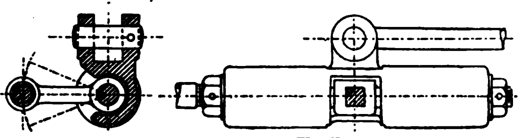


Fig. 989—990. *E. Leutert.*

Der Regulatorhebel *R* in Fig. 994 (folgende Seite) macht die hin- und hergehende Bewegung der Expansionsschieberstange *E* mit; die Verbindung mit dem Regulator geschieht am besten mit dem in Fig. 991—993 dargestellten **Doppelgelenk.**

Die Zugstange in Fig. 991 muss sehr lang (10 mal Schieberhub) sein, sonst wird die Regulatormuffe durch den hin- u. hergehenden Hebel *R* in fortwährendes Zucken versetzt.

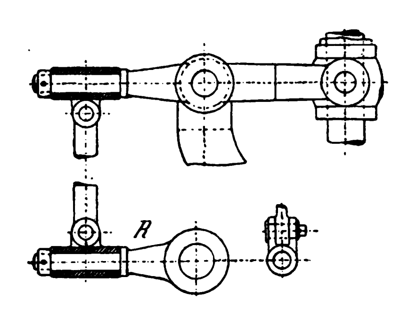


Fig. 991—993 gehört zu Fig. 994.

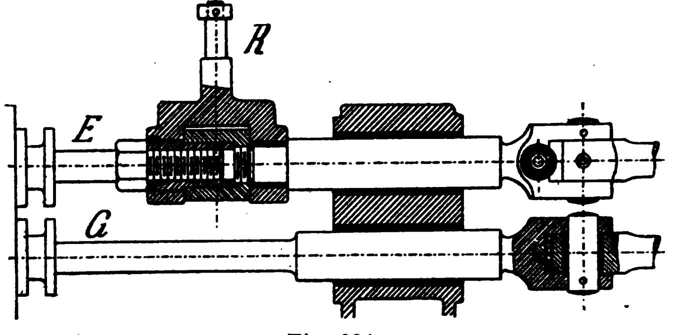


Fig. 994

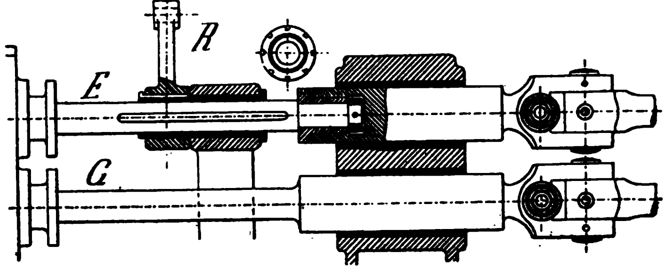


Fig. 995—996.

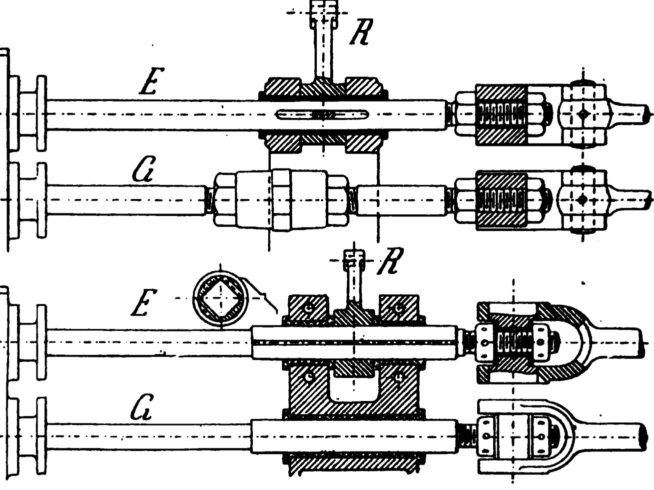


Fig. 997—999.

In Fig. 994—1006 bedeutet:

G Grundschieberstange, *E* Expansionsschieberstange,
R Hebel zum Angriff der Regulatorstange.

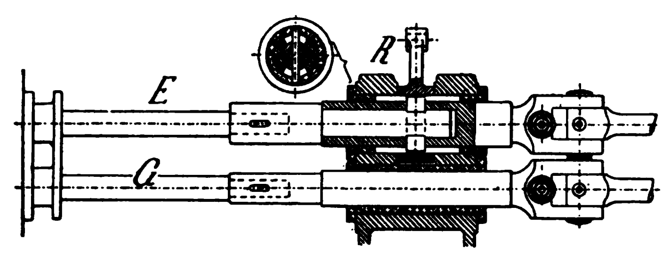


Fig. 1000—1001.

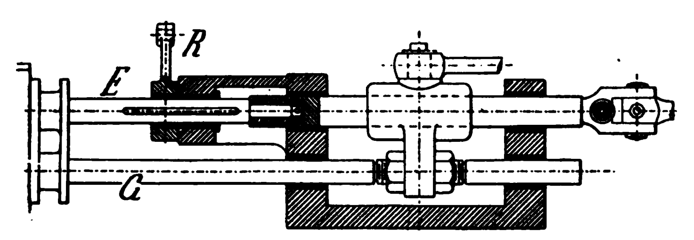


Fig. 1002.

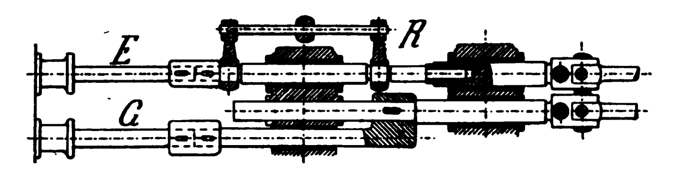


Fig. 1003.

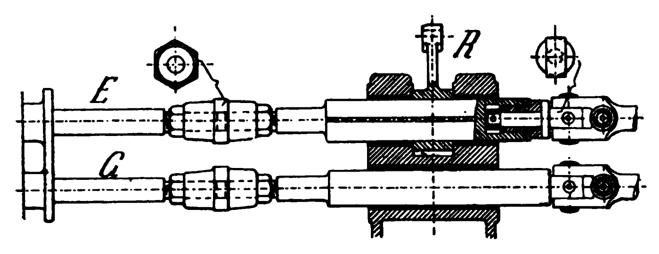


Fig. 1004—1006.

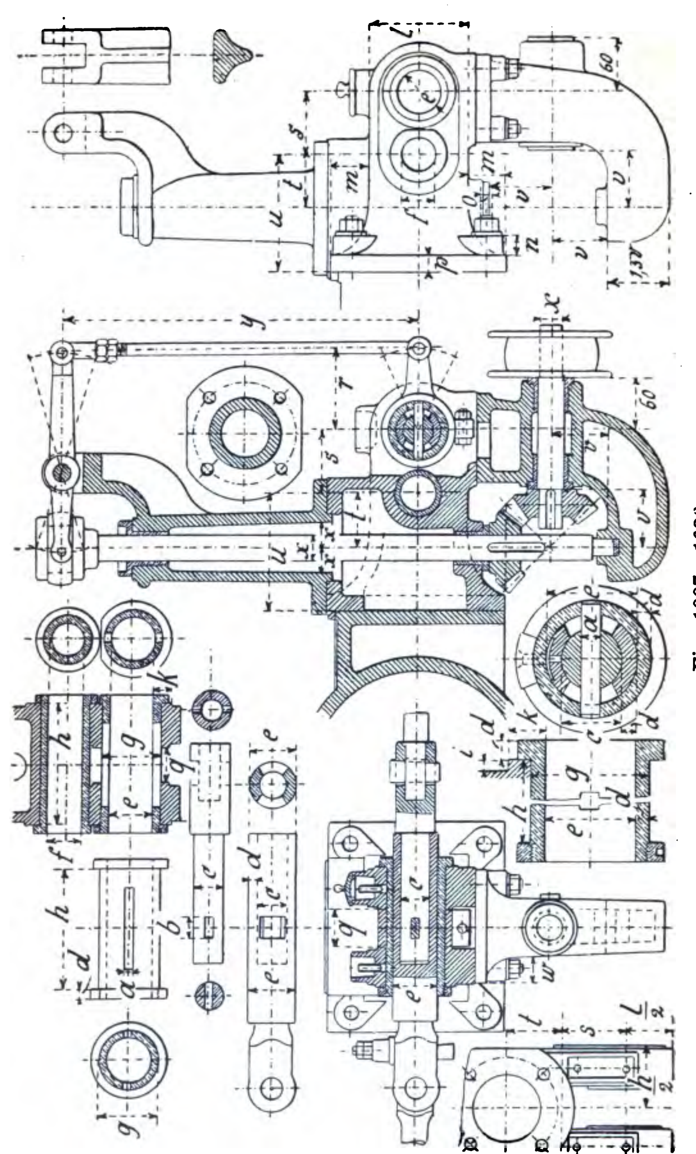


Fig. 1007—1026.

Schieberstangenführung und Regulatorantrieb. *Fig. 1007—1026 zur Ridersteuerung.*

Tabelle 100.

Maschine																									
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*w*	*x*	*y*
400	250	12	24	35	10	55	42	75	160	5	26	127	50	23	16	20	46	100	80	70	140	76	34	35	400
500	300	13	26	39	11	61	46	83	175	5	28	130	60	25	20	22	50	105	90	74	160	80	37	35	450
600	350	14	28	43	12	67	50	91	190	6	30	150	70	27	20	24	54	110	110	78	180	84	40	40	500
700	400	15	30	47	13	73	54	99	205	6	32	163	80	30	23	26	58	115	125	82	200	88	43	40	550
800	450	16	32	51	14	79	58	107	230	8	34	175	90	33	26	28	62	120	145	86	220	92	46	40	600
900	500	18	36	55	15	85	62	115	240	8	37	190	100	36	26	30	66	130	160	90	220	96	50	46	650
1000	550	20	40	58	16	90	68	122	250	10	40	200	105	40	30	32	70	140	180	95	240	100	60	46	700

Betreffs Anwendung einer Ölpumpe siehe Seite 149.

Fehlerhafte Steuerung.

Durch unrichtige Anordnung der Steuerung kann es bei grösseren Füllungsgraden vorkommen, dass nach Schluss der Einströmung der Durchlasskanal **bereits wieder geöffnet wird,** noch ehe der Grundschieber abgeschlossen hat. In Fig. 1027 ist das Diagramm einer solchen fehlerhaften Steuerung verzeichnet.

Die Expansion soll beginnen in der Kurbelstellung *OC*, bei welcher also der Durchlasskanal geschlossen wird; der letztere beginnt sich jedoch **schon wieder zu öffnen** in der Kurbelstellung *OH*, es wird also nochmals Frischdampf einströmen bis zur Kurbelstellung *OD*, da hier erst der Grundschieber absperrt.

Dieser Fehler lässt sich vermeiden durch **richtige Wahl des Voreilwinkels δ_I** und richtige Grösse der Excentricität r_I. Man hat nur darauf zu achten, dass die Richtung *OP* des Schieberkreises *III* (Fig. 1027) mit der Richtung *OD*, bei welcher der Grundschieber abschliesst, **annähernd zusammenfällt.**

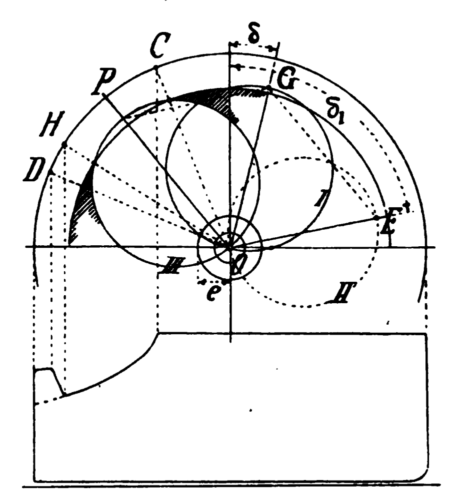


Fig. 1027. **Fehlerhafte Steuerung.**

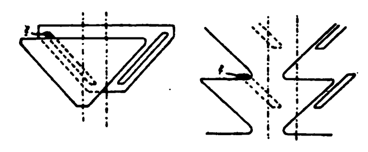


Fig. 1028—1029.

Auch ein zu weites Verdrehen der Riderexpansionsschieber kann dieses Nachströmen von Dampf hervorrufen (Fig. 1028 bis 1029).

Änderung der Füllungsgrade bei Maschinen mit fixer Expansion.

Maschinen mit **fixer Expansion** erhalten gewöhnlich $^1/_4$ bis $^1/_3$ Cylinderfüllung und sind meistens so eingerichtet, dass **durch Verändern des Voreilwinkels** δ_I der Füllungsgrad etwas verändert werden kann.

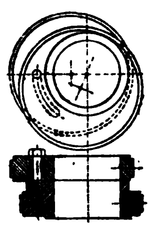


Fig. 1030-1031. Expansionsexcenter drehbar am festgekeilten Grundexcenter.

In Fig. 1032 ist das **Diagramm** einer Steuerung mit fixer Expansion dargestellt für $^1/_4$ Cylinderfüllung, durch **Verkleinern des Voreilwinkels** δ_I von 90 auf 60° kann der Füllungsgrad auf 0,6 gebracht werden, es ist dieses im Diagramm punktiert angedeutet.

Einfluss des Voreilwinkels δ_I auf den Füllungsgrad.

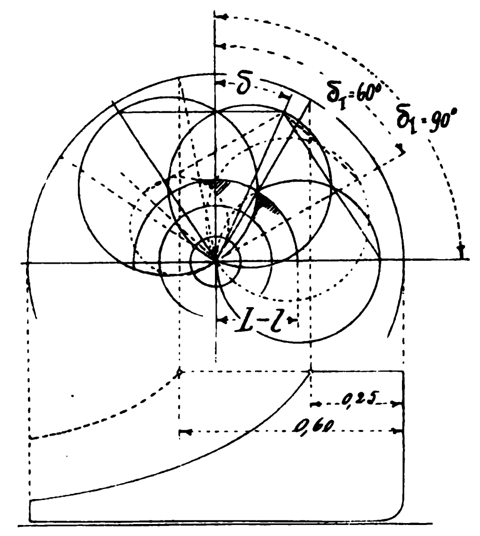


Fig. 1032.

$a = 29$; $e = 15$; $r = 44$; $v = 3$.
$a_I = 25$; $i = 6{,}5$; $r_I = 44$; $L - l = 22$.
Voreilw. $\delta_I = 90°$; Füllung $= 0{,}25$.
" " $= 60°$; " $= 0{,}60$.

Die Schieberellipse.

a. Für einfache Schiebersteuerung.

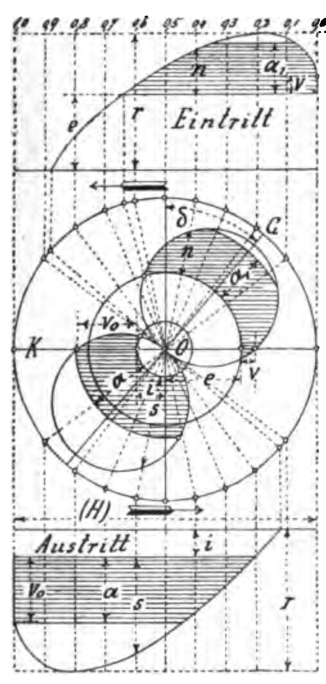


Fig. 1033.

Zum leichteren Verständnis des Zeunerschen Schieberdiagramms führt das Aufzeichnen der **Schieberellipse** (Fig. 1033). Die endliche Länge der Treibstange soll in nachstehenden Betrachtungen vernachlässigt werden, da es sich nur darum handelt, erstens das Zeunersche Schieberdiagramm verständlich zu machen, und zweitens die schleichende Schieberbewegung resp. die **Geschwindigkeit,** mit welcher die einzelnen **Kanäle** vom Schieber **geöffnet** und **geschlossen** werden, zu beobachten.

Man teilt den Durchmesser des Kurbelkreises in 10 Teile, errichtet Senkrechte von einer Horizontalen und trägt die Entfernung von Mitte Schieber bis Mitte Schieberspiegel, also die **Sehnen des Schieberkreises** auf den zugehörigen Vertikalen auf. Die Verbindung der gefundenen Punkte giebt die sogenannte **Schieberellipse.** Trägt man nun ferner noch die **äussere Deckung** e und die für den Eintritt erforderliche Kanalweite a_I auf, so giebt die horizontal schraffierte die **wirkliche Eröffnung** des Kanales an.

Im toten Punkt z. B. ist der Kanal um v und in der Kurbelstellung O 0,4 um das Stück n offen.

Fig. 1033 $^2/_5$ der nat. Gr.

Kanalweite	$a_I = 17$	Innere Deckung	$i = 9$
Kanalweite	$a = 20$	Äusseres Voreilen	$v = 5$
Excentricität	$r = 45$	Inneres Voreilen	$v_0 = 20$
Äussere Deckung	$e = 25$	Voreilwinkel	$\delta = 41$

b. Für Meyersche und Ridersteuerung.

Das Aufzeichnen der Kanaleröffnungen des Grundschiebers geschieht in derselben Weise wie bei der einfachen Steuerung.

In den Fig. 1034—1035 soll hauptsächlich der **Einfluss der Grösse des Voreilwinkels** δ_I auf die Geschwindigkeit, mit welcher der Kanal geschlossen wird, gezeigt werden und sind folgende Daten zu Grunde gelegt:

Füllung $h = 0{,}3$ Durchlasskanal $a_I = 25$, Kanalweite $a = 29$, Äussere Deckung $e = 15$, Innere Deckung $i = 6{,}5$, Excentricität des Grundschiebers $r = 44$, Excentricität des Expansionsschiebers $r_I = 44$, Äusseres lineares Voreilen $v = 3$, Voreilwinkel des Grundschiebers $\delta = 24^0$, Massstab $^2/_5$ der natürl. Grösse.

Voreilwinkel
d. Expansionsschieber $\delta_I = 90^0$. d. Expansionsschieber $\delta_I = 60^0$.

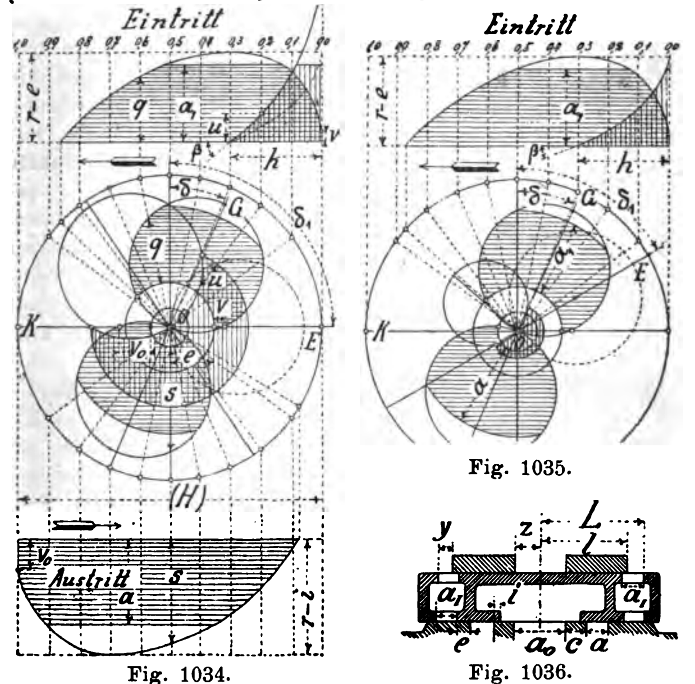


Fig. 1034. Fig. 1035. Fig. 1036.

Um nun die Eröffnung des Durchlasskanales zu erhalten, tragen wir die Entfernung der arbeitenden Kanten der Expansionsschieberfläche als Ordinaten auf, so giebt die vertikal schraffierte Fläche die Eröffnung des Durchlasskanales an. Ein Vergleich von Fig. 1034 mit Fig. 1035 zeigt, dass der Dampfeintritt bei $\delta_I = 90^0$ sich günstiger gestaltet als bei $\delta_I = 60^0$, welches an der Grösse des **Eintrittswinkels** β sofort erkenntlich.

Äussere Steuerungsteile

der Schiebersteuerungen.

Excenter, Schieberstangenführung, Führungsbock, Gelenke, Schieber- und Excenterstangen.

Excenter und Excenterbügel.

Fig. 1037 – 1056.

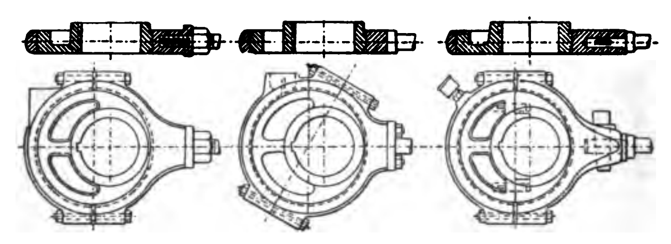


Fig. 1037—1042.

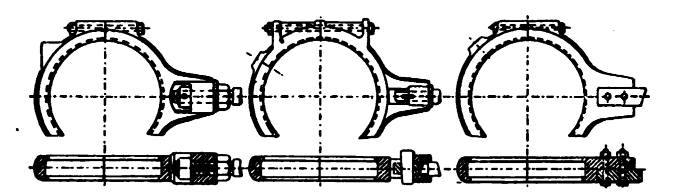


Fig. 1043—1048.

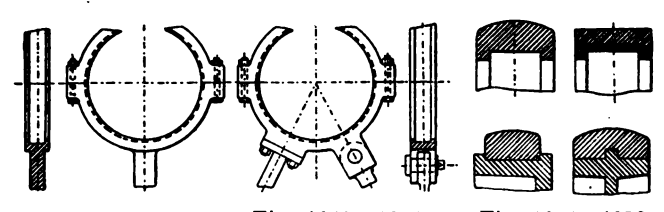


Fig. 1049—1054. Fig. 1055—1056.

Um das **Heisslaufen der Excenter** zu vermeiden, verlangen dieselben sehr sorgfältige Bearbeitung. Letztere lässt sich besser ausführen bei Anwendung der Konstruktion Fig. 1055—1056.

Die Anwendung von Weissgussfutter ist empfehlenswert.

Schieberstangenführungen und Gelenke.

Fig. 1057—1079.

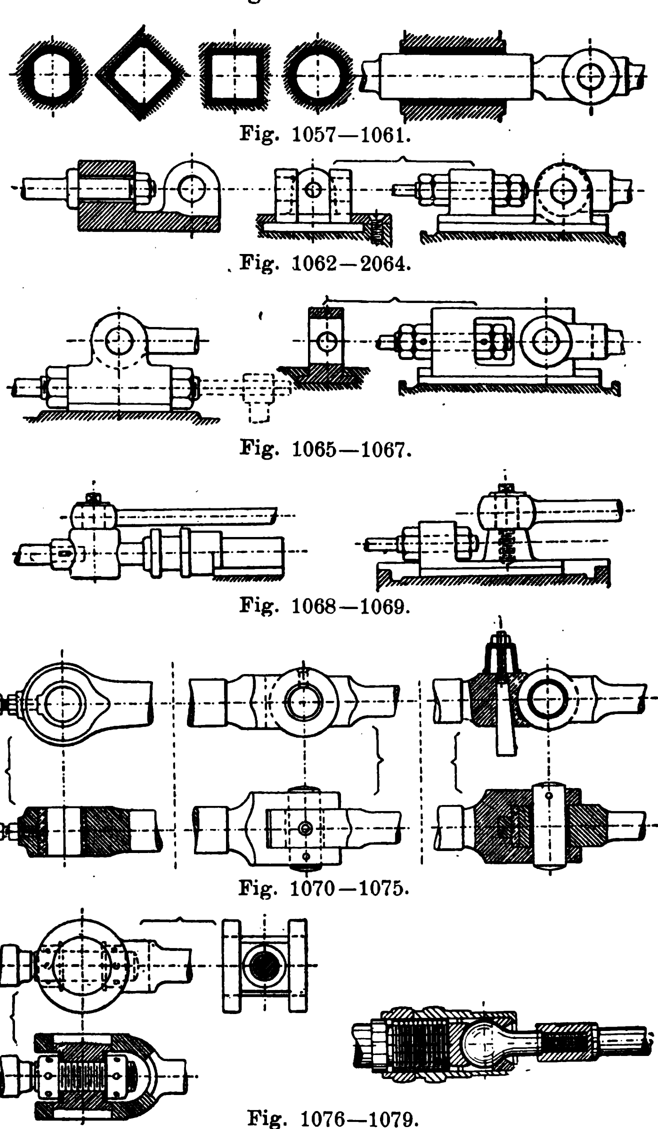


Fig. 1057—1061.

Fig. 1062—2064.

Fig. 1065—1067.

Fig. 1068—1069.

Fig. 1070—1075.

Fig. 1076—1079.

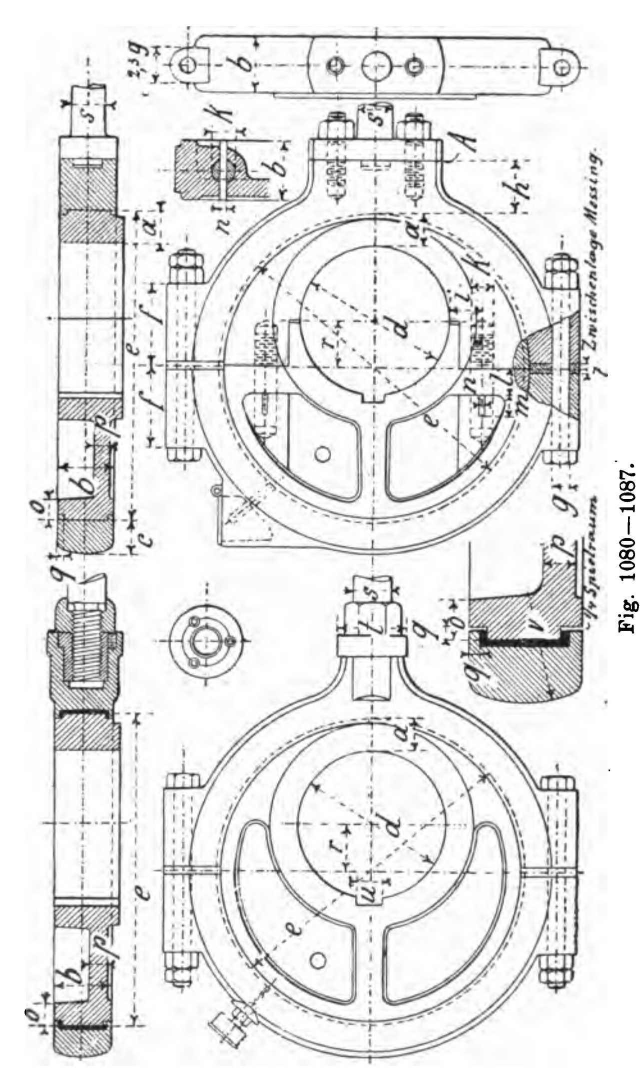


Fig. 1080—1087.

Leichteren Bearbeitens wegen nehme man die Querschnittsform nicht wie hier gezeichnet, sondern nach Fig. 1055 oder 1056, Seite 218

Excenter. *Fig. 1080—1087.* Tabelle 101.

Maschine H	Maschine D	r	d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	s	t	u	v
200	**150**	—	—	—	40	22	—	50	13	40	—	—	—	—	—	20	12	5	25	65	12	40
300	**200**	—	—	—	45	24	—	60	13	45	—	—	—	—	—	22	13	6	30	70	14	50
400	**250**	25	130	21	50	26	222	70	16	50	25	23	20	18	6	25	15	6	35	76	16	60
500	**300**	33	150	28	55	28	272	80	20	55	30	26	22	19	7	28	16	7	38	80	16	65
600	**350**	40	185	30	60	30	325	90	20	60	35	28	24	20	8	30	16	7	42	85	18	70
700	**400**	48	200	33	65	33	362	100	23	65	40	30	26	21	9	33	18	8	46	90	18	75
800	**450**	57	215	36	70	36	401	110	23	70	45	30	28	22	9	36	18	8	49	100	20	80
900	**500**	64	250	40	75	38	458	120	25	75	50	33	30	23	9	38	20	9	52	105	20	85
1000	**550**	72	280	42	85	40	508	130	25	80	55	35	32	24	10	40	22	10	55	112	22	90

Die Anwendung von Weissgussfutter ist immer zu empfehlen; man nehme die Wandstärke des Futters = 0,15b.

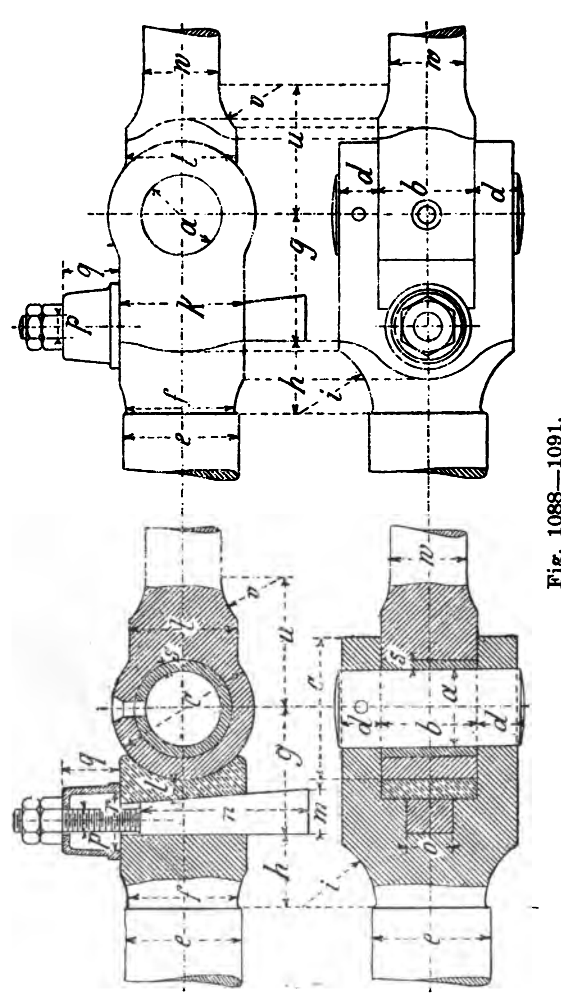


Fig. 1088—1091.

Gelenkstücke. *Fig. 1088—1091. (Zu den Schieber- und Excenterstangen.)* **Tabelle 102.**

Maschine H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v	w
200	150	23	36	52	14	38	32	46	28	26	42	5	18	60	16	10	22	22	3	32	42	20	20
300	200	26	38	56	16	40	36	50	30	28	46	7	18	62	18	10	24	24	4	36	46	21	23
400	250	30	40	60	16	42	40	54	32	30	50	8	20	66	20	13	26	26	4	40	50	23	26
500	300	32	42	64	17	46	44	58	33	32	54	8	20	70	20	13	28	26	4	44	54	25	30
600	350	34	46	68	18	50	48	60	35	34	58	9	21	74	22	13	30	28	5	48	58	27	34
700	400	36	48	70	19	54	50	62	36	36	60	9	22	78	22	13	32	28	5	50	62	29	38
800	450	38	50	74	20	58	54	66	38	38	64	10	22	82	24	13	34	30	6	54	66	31	42
900	500	40	52	78	21	62	58	68	40	40	68	10	23	86	24	13	36	30	6	58	70	33	46
1000	550	42	54	82	22	68	60	70	42	42	72	11	24	90	26	13	38	32	7	60	75	35	50

Die Bolzen und Büchsen der Excenterstangen sind aus Stahl und werden gehärtet.

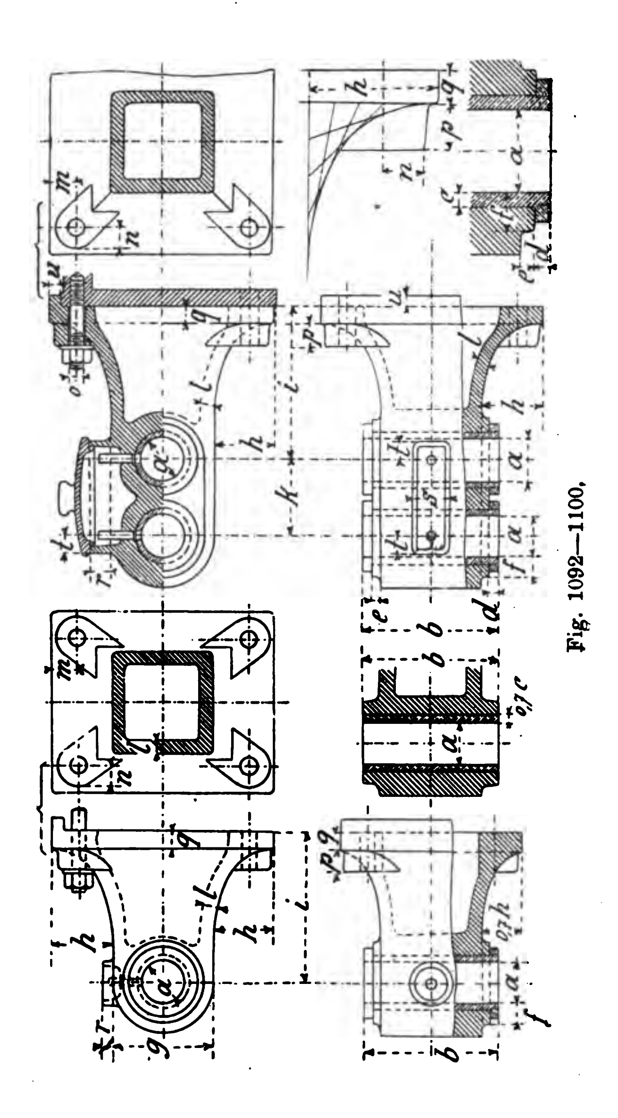


Fig. 1092—1100.

Schieberstangenführungsbock, *Fig. 1092—1100, für einfache und Meyersche Schiebersteuerung.*

Tabelle 103.

Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*
200	**150**	38	70	6	8	5	15	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	**200**	40	90	6	8	5	17	95	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	**250**	42	110	7	10	6	20	105	50	120	80	13	30	24	16	20	18	20	30	20	10
500	**300**	46	130	8	10	6	22	115	60	146	85	14	32	24	16	22	20	20	30	20	11
600	**350**	50	150	9	12	8	24	125	70	170	90	15	35	26	20	24	22	25	40	20	12
700	**400**	54	170	9	12	8	26	130	80	200	98	16	38	26	20	26	24	25	50	22	13
800	**450**	58	190	10	13	10	28	140	90	220	105	18	40	30	23	28	26	30	60	22	16
900	**500**	62	210	10	13	10	30	150	100	240	110	20	42	30	23	30	28	35	70	25	17
1000	**550**	68	220	10	13	10	30	160	105	260	115	20	45	32	26	32	30	35	75	25	18

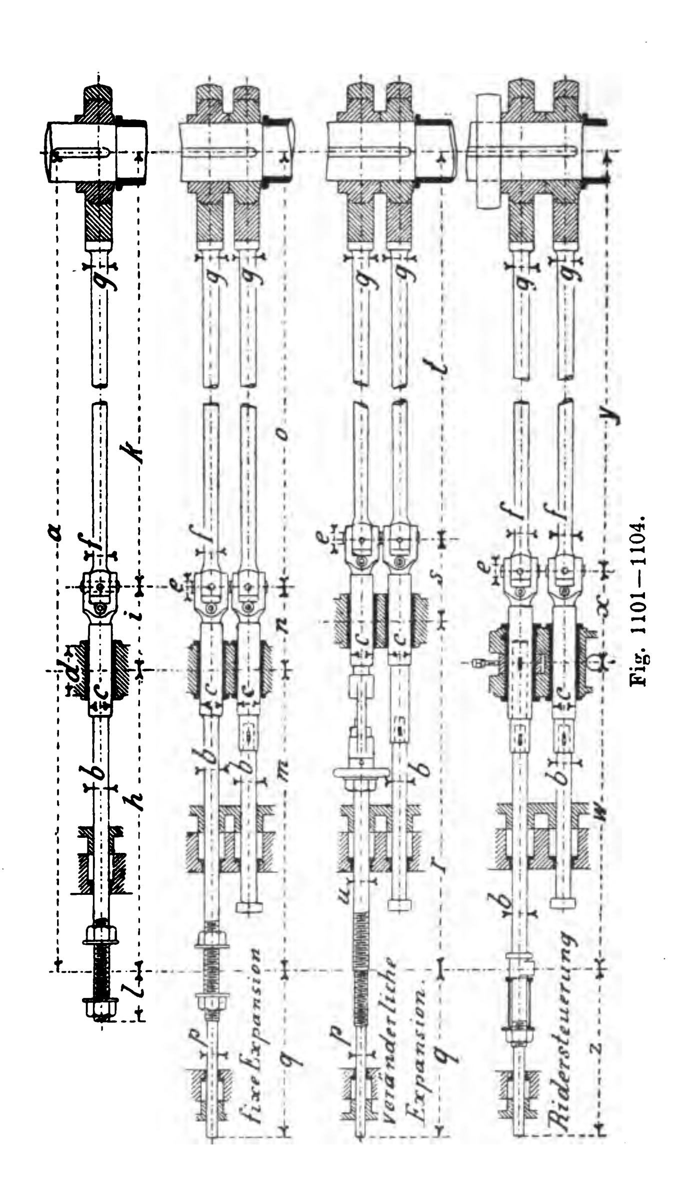


Fig. 1101—1104.

Schieber- und Excenterstangen, *Fig. 1101—1104, zu den Schiebersteuerungen.*

Tabelle 104.

Maschine		Gemeinschaftliche Masse							Einfache Schiebersteuerung				Fixe Expansion					Meyersche Steuerung, von Hand verstellbar					Ridersteuerung, v. Regulator beeinfluss			
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*u*	Gng. pr. 1"	*w*	*x*	*y*	*z*
200	150	1090	22	38	70	23	20	25	390	126	574	65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	200	1480	26	40	90	26	23	30	450	146	884	75	520	146	814	20	330	650	146	648	30	4	—	—	—	—
400	250	1910	28	42	110	30	26	35	520	173	1217	90	600	165	1145	20	375	755	165	990	33	4	600	200	1110	360
500	300	2295	30	46	130	32	30	38	600	195	1500	110	700	187	1408	23	415	860	187	1248	36	4	700	220	1375	425
600	350	2685	32	50	150	34	34	42	700	220	1765	120	800	208	1677	26	470	960	208	1517	39	4	800	240	1645	480
700	400	3090	36	54	170	36	38	46	—	—	—	—	880	229	1981	29	520	1065	229	1796	42	4	900	260	1930	540
800	450	3450	38	58	190	38	42	49	—	—	—	—	960	254	2236	31	580	1170	254	2026	48	3	1000	288	2162	600
900	500	3840	40	62	210	40	46	52	—	—	—	—	1050	275	2515	33	620	1270	275	2295	50	3	1100	305	2435	640
1000	550	4260	42	68	220	42	50	55	—	—	—	—	1150	292	2818	34	670	1375	292	2593	52	3	1200	323	2737	700

Die Farcortsche Schleppschiebersteuerung.

Auf dem Rücken des **Grundschiebers** A (Fig. 1107) liegt lose der **Expansionsschieber** B und wird von ersterem mitgeschleppt. Während jeden einfachen Hubes stösst der Expansionsschieber einmal an den Daumen C und wird zur Ruhe genötigt.

Die **variable Füllung** kann 0,0 bis 0,4 betragen.

Die Grenze der grössten erreichbaren Füllung liegt in der Kurbelstellung OG und ist vom Voreilwinkel δ abhängig (Fig. 1105).

Das Diagramm wird in folgender Weise verzeichnet:
δ Voreilwinkel des Grundschiebers,
r Excentricität des Grundschiebers,
x_1 kleinste Abmessung des Daumens (10—25 mm),
$L - l = r + x_1$ konstant s. Fig. 1105—1107.

Es ist dann:
$x_2 = L - l - r \sin \delta =$ der grössten Abmessung des Daumens,
$2k = 2(L - l) - a_1$,
$a_1 = < 2(L - l - x_2)$.

Wenn diese Gleichungen erfüllt werden, wird der **Durchlasskanal** selbst bei dem kleinsten Werte von x noch **vollständig** geöffnet.

Der Wert a_1 fällt gewöhnlich klein aus und wendet man deshalb **zwei oder mehrere Durchlasskanäle** an.

Die Guhrauer Steuerung (Fig. 1108)

ist eine Abart der Meyersteuerung, bei welcher zwischen dem Gewinde und der Mutter ein **entsprechender Spielraum** vorhanden ist und eine kleine Verdrehung der Schraube zum Verstellen der Füllungsgrade ausreicht. Beim Hubwechsel und so lange die Expansionsplatten die Schieberkanäle nicht überdrücken, ist die Verdrehung der Schraube durch den Regulator leicht durchzuführen.

Die **Neigung der Schraube** im Umfange soll kleiner als 1 : 8 und der Spielraum 1—6 mm je nach der Umdrehungszahl sein.

Das Diagramm für die Meyersteuerung gilt auch für die Guhrauer Steuerung, nur muss um den Spielraum das l vergrössert werden. Betrüge z. B. der Spielraum 2 mm und das einem gewissen Füllungsgrade entsprechende $l = 130$ mm, so müsste l' für die Guhrauer Steuerung $l' = 130 + 2 = 132$ mm sein, wenn der Spielraum aussen liegt.

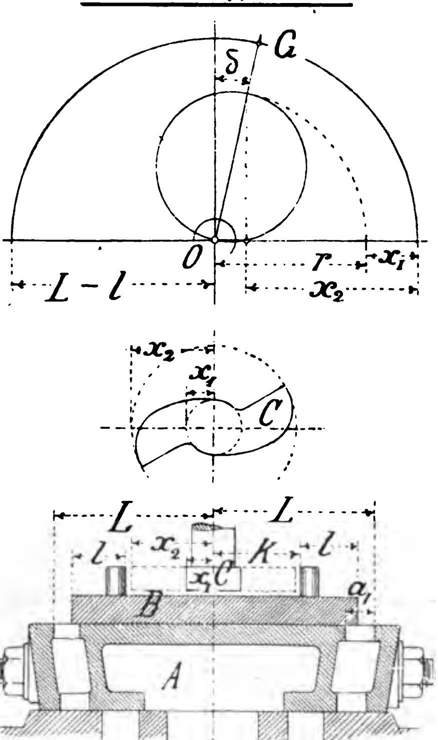


Fig. 1105—1107. **Farcot.**

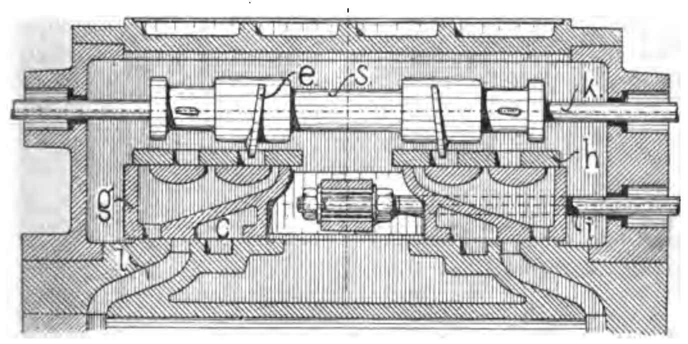


Fig. 1108. **Guhrauer.**

l Dampfeintrittskanal, *c* Auspuffkanal, *g* Grundschieber, *i* Grundschieberstange, *h* Expansionsschieber, *e* Schraubengang, *s* Spindel, *k* Expansionsschieberstange.

Die Schieberführung.

Der **Angriff** der Schieberstange hat möglichst nahe am Schieberspiegel zu erfolgen, da andernfalls im Laufe der Zeit der Schieberspiegel eine Wölbung bekommen kann. Letzteres wird natürlich um so eher geschehen, je kürzer die Lauflänge F (Fig. 1109—1112) im Verhältnis zur Schieberlänge S ist, also je mehr der Schieber am Ende seines Hubes überläuft.

Um nun den Schieber möglichst zu **entlasten**, und doch eine lange Lauflänge zu haben, wendet man häufig die in Fig. 1109 bis 1110 dargestellte **Gitterkonstruktion** an.

Zur Erzielung eines möglichst kleinen Wertes von y eignet sich am besten der Anschluss der Schieberstange mittels **Hammerkopfes**, oder die Anwendung von **Schieberrahmen** (Tab. 94)

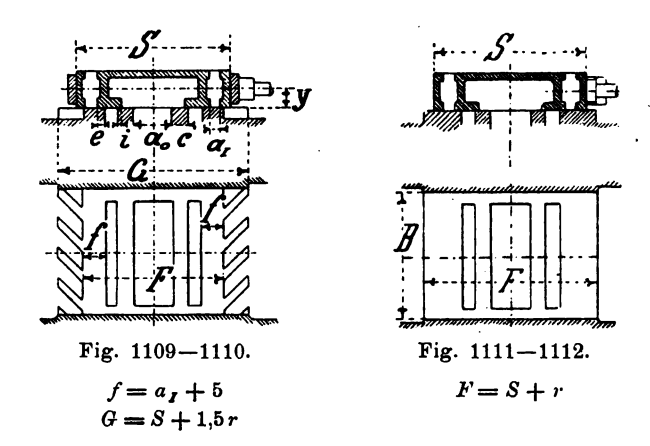


Fig. 1109—1110.

$f = a_1 + 5$

$G = S + 1{,}5\,r$

Fig. 1111—1112.

$F = S + r$

Auch bei Anwendung des Meyerschen Expansionsschiebers empfiehlt es sich, die Entfernung vom **Angriffspunkt** der Spindelmutter **möglichst klein** zu halten (s. Fig. 1113—1114).

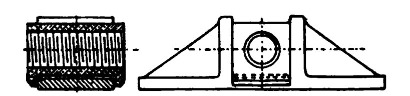


Fig. 1113—1114.

Die Schieberbewegung.

BS sei die **Fläche** des Schieberspiegels in Quadratcentimeter (Fig. 1109—1110),

p der **Dampfüberdruck** in Atm.,

$\mu = 0{,}15$ der **Reibungskoefficient**,.

K die zur Bewegung des Schiebers **nötige Kraft** in Kilogramm,

so wird meistens angenommen:

$$K = SBp\mu.$$

Die Erfahrung hat gezeigt, dass diese Rechnung **zu grosse Werte** für K ergiebt.

Für **eingelaufene Maschinen** kann $\mu = 0{,}07$ gesetzt werden, dann ist die zum Bewegen des Schiebers **nötige Kraft**:

$$K = 0{,}07\, p\, SB.$$

Zur Erklärung des kleinen Reibungskoefficient nimmt man an, dass zwischen Schieber und Schieberspiegel eine Dampfschicht von geringer Spannung, etwa gleich der halben Eintrittsspannung, herrscht.

Annähernde Werte über **Schieberwiderstand** des Grundschiebers in Kilogramm, und **Kraftbedarf** A der Schieberbewegung in Sekunden Meterkilogramm sind für $p = 6$ Atm. in nachstehender Tabelle enthalten.

Schieberwiderstand

für eingelaufene Maschinen (über 6 Monat in Betrieb).

Tabelle 105.

Cylinderdurchmesser . .	200	300	400	500	600 mm
Schieberwiderstand . K	100	200	400	650	800 kg
Kraftbedarf . . . . A	10	30	60	100	160 Sek. mkg

Für die Berechnung der **Excenterstangen, Bolzen** etc. ist jedoch der dreifache Wert von K in Rechnung zu stellen.

Die **Excenterstange** wird auf Zerknickung berechnet und kann $m = 10$ gesetzt werden.

Beispiel. Für Maschine $D = 40$ cm, $H = 70$ cm ist $P = 3 \cdot 400 = 1200$ kg, $l = 180$ cm

$$J = \frac{Pl^2 m}{E\,10} = \frac{1200 \cdot 180^2 \cdot 10}{200000 \cdot 10} = 19{,}44,$$

woraus der Durchmesser der Stange in der Mitte $d = 4{,}5$ cm.

Die Entlastung der Flachschieber.

Entlastung der Flachschieber wird selten angewandt, und sind dem Verfasser wirklich gut funktionierende Konstruktionen nicht bekannt. Eine, bei grossen Schiffsmaschinen häufig angewandte, Entlastung geschieht in der Weise, dass ein kreisförmiger Teil des Schiebers abgedichtet ist, indem ein Ring aus Rotguss auf der bearbeiteten Fläche des Schieberrückens gleitet; dieser Metallring wird von einem schmiedeeisernen Ring gefasst, welcher seine Führung in einer Nut des Schieberkastendeckels hat und von aussen unter Zwischenlage eines zweiten schmiedeeisernen und eines Gummiringes durch Schrauben angepresst wird.

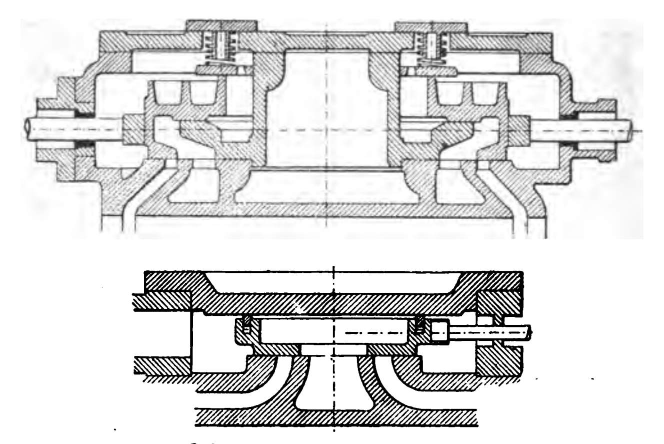


Fig. 1115—1116. **Schieberentlastungen** (s. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1887, S. 157).

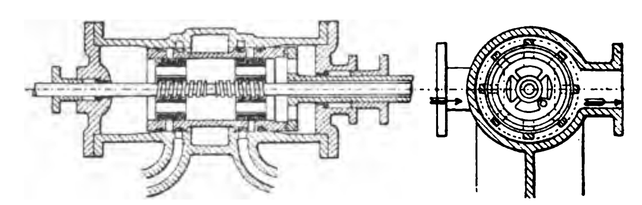


Fig. 1117. **Entlasteter Meyer-Schieber** von ***P. Wirtz.***

Zu den **entlasteten Schiebern** gehören auch die **Kolbenschieber.**

Kolbenschieber.

Je grösser eine Maschine, also je grösser die Flachschieber, desto mehr Schieberreibung verursachen die letzteren. Man sucht deshalb bei grösseren Maschinen durch Anwendung von Rundschiebern die Schieberreibung zu vermindern.

Kolbenschieber für einfache Steuerung.

Fig. 1118 zeigt einen Kolbenschieber für einfache Steuerung, wie er in Amerika ausgeführt wird. Der Kolbenschieber bewegt sich ohne Dichtungsringe in eingeschliffenen, auswechselbaren Büchsen; die steuernden Teile sind aus Gusseisen und

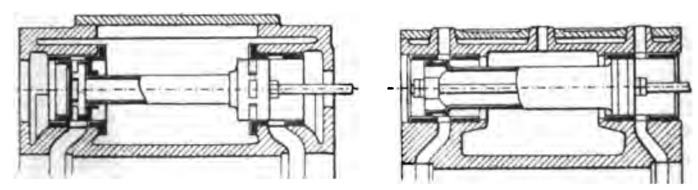


Fig. 1118—1119. Kolbenschieber.*)

durch eine Stahlröhre, zur Verminderung des Schiebergewichtes und damit der Reibung, verbunden.

Die mit derartigen Kolben, ohne Dichtungsringe, angestellten Versuche haben mangelhaftes Dichthalten derselben ergeben. In Bezug auf ökonomischen Dampfverbrauch ist daher die

Anwendung von Dichtungsringen

geboten. Die einfachste Form zeigt Fig. 1120, ist jedoch nicht empfehlenswert. *CC* sind die nach den beiden Cylinderseiten führenden Kanäle, bei *B* tritt der Frischdampf ins Schieber-

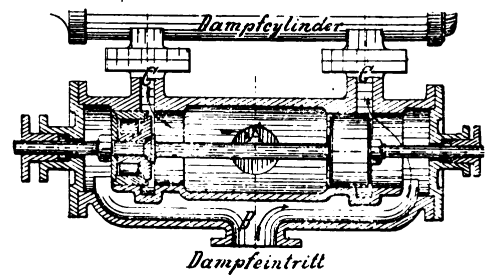


Fig. 1120. Kolbenschieber.

*) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, S. 732 - 734.

gehäuse und bei A entweicht der Dampf ins Freie oder in den Kondensator.

Eine bessere Ausführung ist in Fig. 1121 dargestellt.

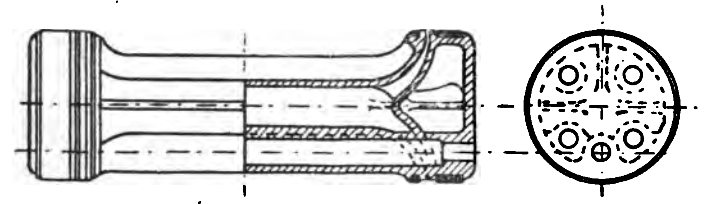


Fig. 1121—1122. Kolbenschieber einer Walzenzugmaschine.
$D = 750$, $H = 1100$, $n = 80$, $p = 5{,}5$ Atm. (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891). 1:2.

Fig. 1123—1124 zeigen den Kolbenschieber für den Niederdruckcylinder einer Kompoundmaschine von 700 Hub.

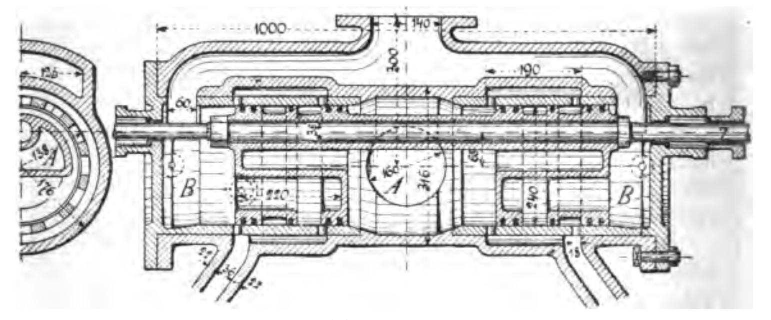


Fig. 1123—1124. Kolbenschieber für 610 Cylinderdurchmesser. 1:15. A Abdampf. B Frischdampf. Wegen Schieberstangen beachte S. 286.

Trikscher Kanalschieber, also doppelte Dampfeinströmung, vergl. Seite 177.

Konstruktion der Grundbüchse.

Die Schieberspiegelfläche, welche durch eine einzusetzende Büchse gebildet wird, erfordert reichlichen Querschnitt.

Bezeichnet

b die Kanalbreite eines gleichwertigen Flachschiebers,

d den Durchmesser des Kolbenschiebers im Schieberspiegel,

so nehme man

$$d = 2{,}15 \frac{b}{\pi}$$

Stegbreite s = Kanalweite a,

Neigungswinkel der Stege $\beta = 60^0$.

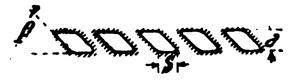


Fig. 1125. Schieberspiegel in der Einsatzbüchse.

Beispiel. Der Cylinder des Kolbenschiebers auf Seite 237 hat eine Kanalbreite von 650 mm, demnach ergiebt sich der Durchmesser des Grundschieberspiegels zu:

$$d = 2{,}15 \frac{650}{\pi} = 445 \text{ mm.}$$

Anordnung der Dichtungsringe.

Bei dem Schieber (Seite 238) ist der Dichtungsring gleichzeitig arbeitende Kante. Dieses brachte verschiedene Nachteile mit sich, besonders die in Fig. 1126 gezeigte Verengung des Dampfeinlasses bei *f*. Man wende deshalb besser zwei Dichtungsringe an, wie in Fig. 1127 gezeigt. Diese Konstruktion bietet noch den Vorteil, dass man es mit schmäleren Dichtungsringen zu thun hat, welche sich leichter aufbringen lassen.

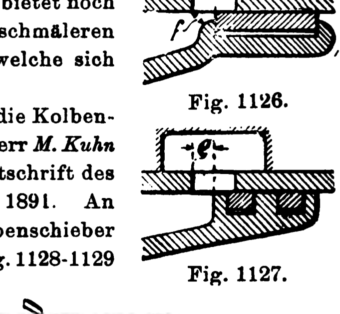


Fig. 1126.

Fig. 1127.

Auch im **Lokomotivbau** haben die Kolbenschieber Anwendung gefunden. Herr *M. Kuhn* äussert sich hierüber in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1891. An dieser Stelle sei nur der Kolbenschieber einer Schnellzuglokomotive in Fig. 1128-1129 dargestellt. — Der ganze Schieber für eine Maschinenseite besteht aus zwei Kolben K u. K_1 mit je zwei Dichtungsringen R, R_1 und R_2, R_3, welch letztere vermöge ihrer Spannkraft sich an die Cylinderwandung W legen und die Dichtung herstellen sollen. Die Ringe sind aus zähem Gusseisen gefertigt. Das Schloss wird durch einen schrägen oder auch geraden Schnitt hergestellt.

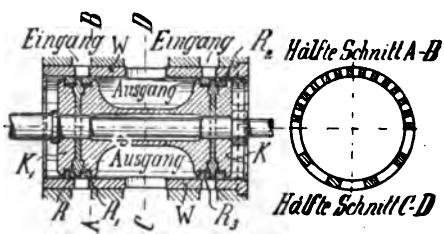


Fig. 1128—1129. Kolbenschieber.

Riderkolbenschieber.

Mit den bis jetzt erwähnten Kolbenschiebern kann man selbstverständlich wie bei den Muschelschiebern nur eine fixe Expansion bezw. einen bestimmten Füllungsgrad erreichen.

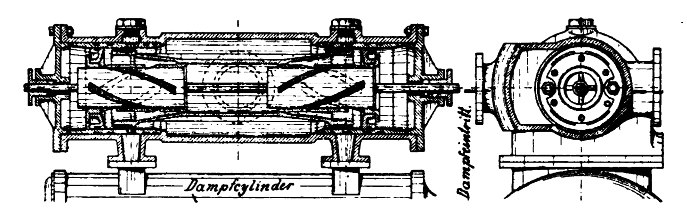


Fig. 1130—1131. Riderkolbenschieber.

Für Maschinen, bei welchen der Regulator den jeweiligen Füllungsgrad anzustellen hat, kommt der Riderbüchsenschieber zur Anwendung.

Diese Schieber haben eine grosse Verbreitung gefunden bei Betriebsmaschinen über 700 mm Hub, besonders aber auch bei Walzenzugmaschinen. Die Daten der Steuerung, also Voreilen, Kompression, Voraustritt etc. wählt man wie bei den bereits behandelten Diagrammen beziehungsweise Steuerungen.

In Fig. 1133—1134 ist eine Steuerung gezeichnet, sie gehört zum Hochdruckcylinder (400 mm Durchmesser) der Kompoundmaschine von 700 Hub (den Schieber des Niederdruckcylinders siehe Seite 234). Dieser ausgeführte Schieber hat einen Übelstand, indem die Schieberstange den Grundschieber **einseitig angreift.**

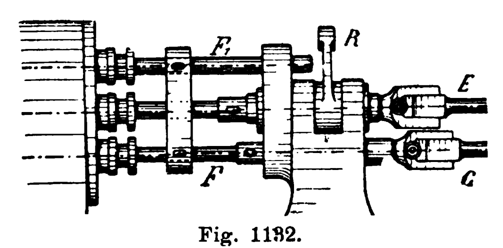


Fig. 1132.

Diese Konstruktion hat sich schlecht bewährt und ist es geboten, nach Fig. 1132 die **Doppelführung** F und F_1 für den Grundschieber anzuordnen, auch hinten die beiden Stangen in Stopfbüchsen zu führen.

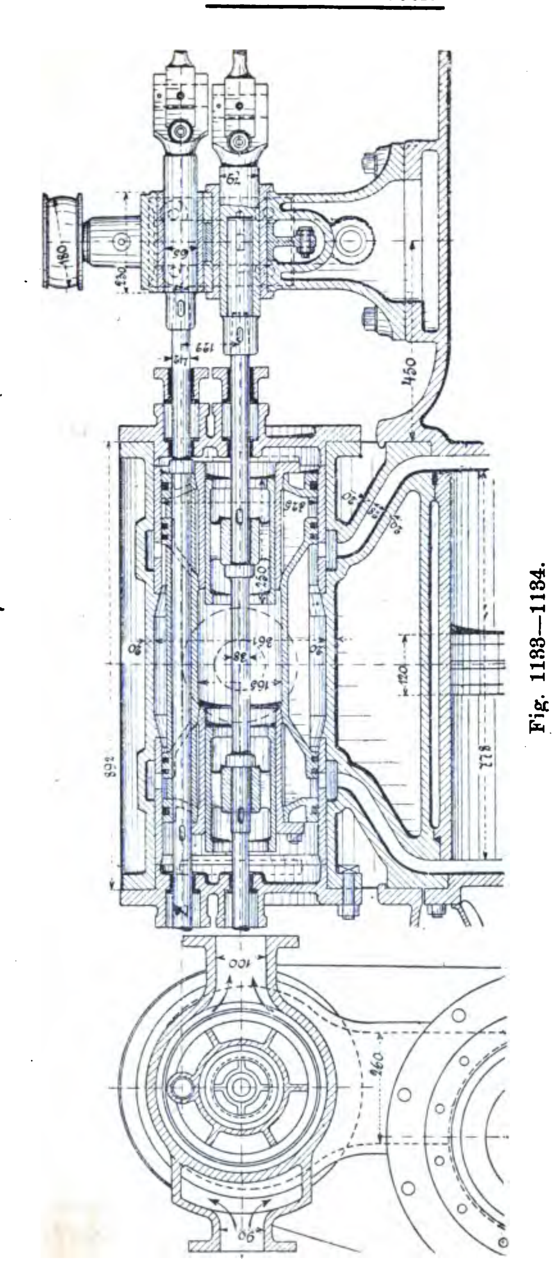


Fig. 1133—1134.
Riderkolbenschieber für den Hochdruckcylinder von 400 mm Durchmesser einer Kompoundmaschine
Der Schieber für den Niederdruckcylinder ist auf Seite 234 angegeben.

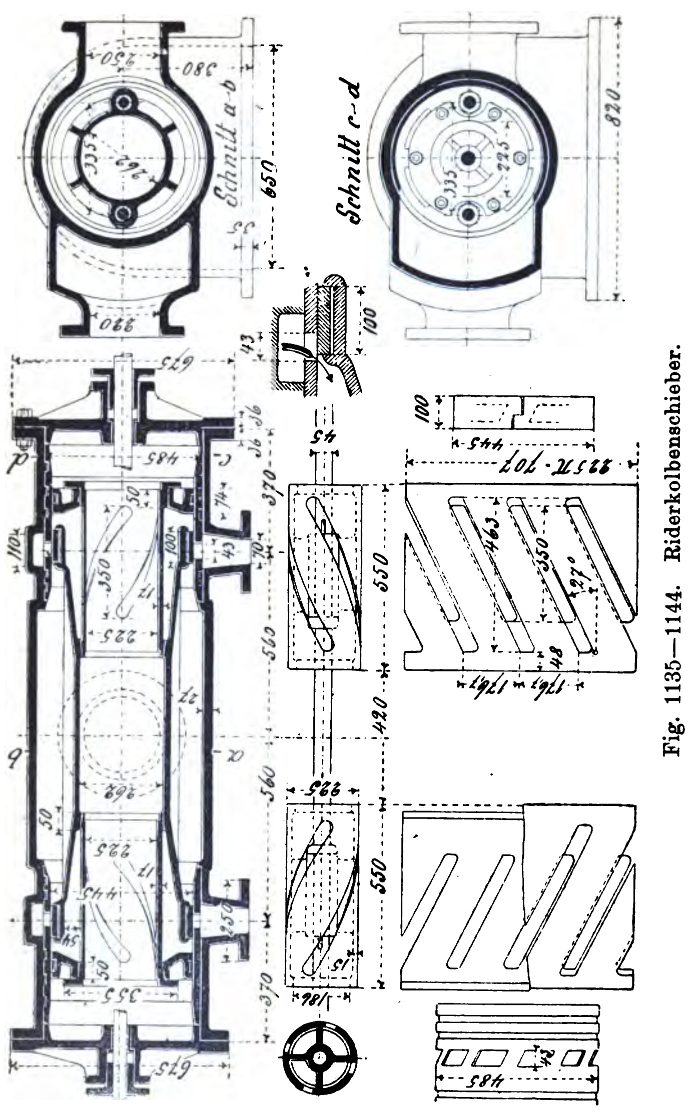


Fig. 1135—1144. Riderkolbenschieber.

Des leichteren Anbringens des Expansionsschiebers wegen nehme man den Durchmesser der Riderschieber nicht, wie in der Zeichnung angegeben, gleich gross, sondern auf einer Seite 224 mm und auf der anderen Seite 225 mm. Betreffs der Dichtungsringe siehe Seite 235, Deckel des Stopfbüchsgehäuses Seite 239.

Die Form der Deckel für die Kolbenschiebergehäuse wähle man nach Fig. 1145.

Der auf Seite 238 und in Fig. 1146 gezeichnete Riderkolbenschieber wurde ausgeführt für eine Maschine von 800 mm Cylinderdurchmesser, 1400 mm Kolbenhub bei $n = 58$ Touren pro Minute. Die Steuerung lässt eine Cylinderfüllung von 0,0 bis 0,6 zu, entsprechend einer Drehung der Expansionsschieberstange durch den Regulator um 36 Grad. Die Disposition ist in Fig. 1146 im Massstab 1 : 32 gezeichnet.

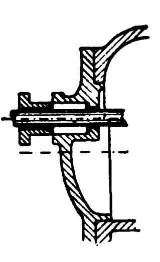


Fig. 1145.

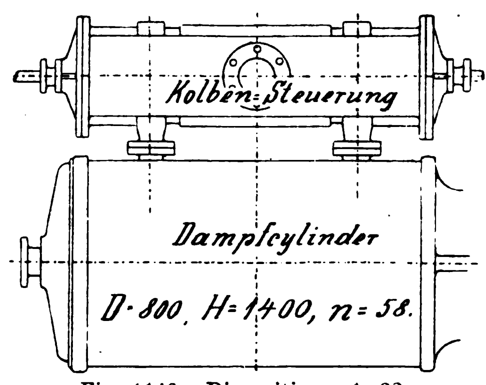


Fig. 1146. Disposition. 1 : 32.

Seite 240 zeigt den Riderschieber einer stehenden Walzenzugmaschine von 700 mm Cylinderdurchmesser, 1000 mm Kolbenhub, 100 bis 120 Umdrehungen pro Minute. Der schädliche Raum beträgt 8 %, für die Kompression jedoch nur 3 %. Das Gewicht des Grundschiebers ist ausgeglichen durch einen Hülfskolben, welcher an der Grundschieberstange befestigt ist (in der Zeichnung links oben).

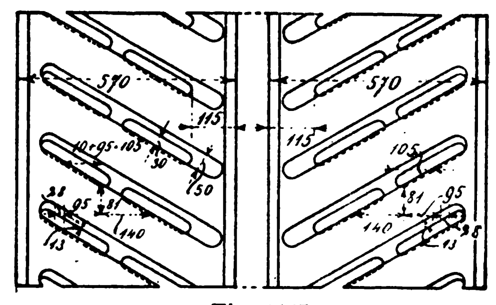


Fig. 1147.
Abwickelung des Expansionsschieberspiegels

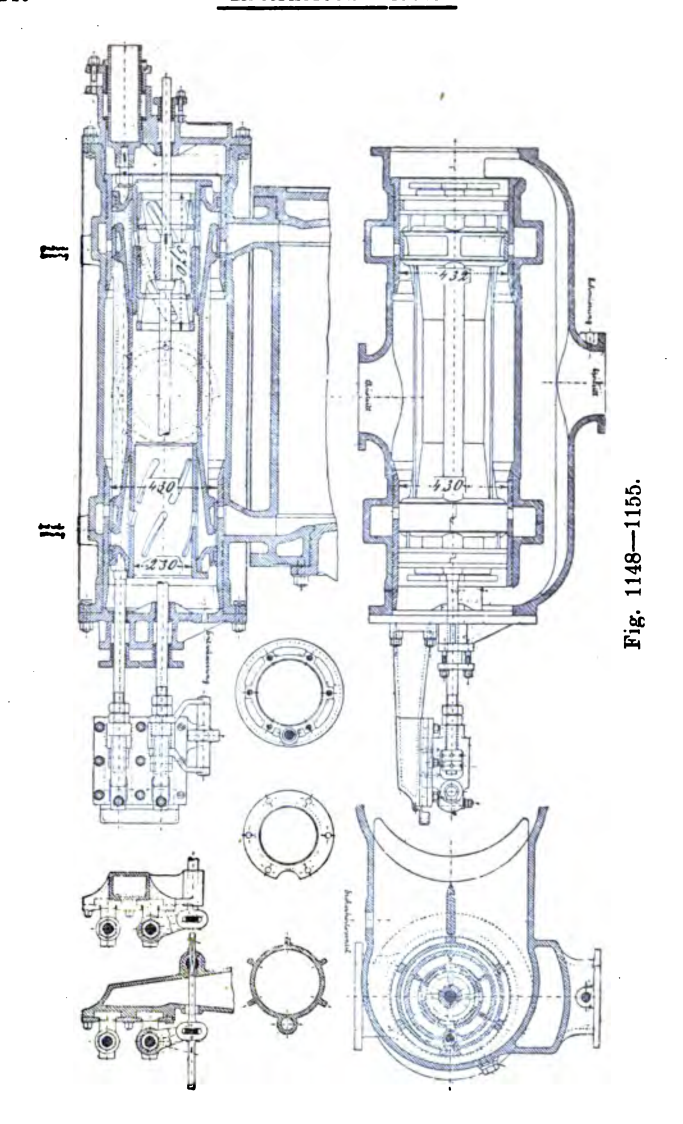


Fig. 1148—1155. Riderkolbenschieber zu stehender Walzenzugmaschine, 700 mm Cylinderdurchmesser, 1000 mm Hub. Ausgeführt von der Duisburger Maschinen-Aktiengesellschaft und beschrieben in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1891.

Umsteuerungen.*)

Das Bewirken der Umsteuerung mittels Coulisse finden wir angewandt bei

Lokomotiven, Schiffsmaschinen, Fördermaschinen.

Die Coulissensteuerung von Stephenson.

Auf der Welle *O* (Fig. 1163) sitzen **2 Excenter** *OR* und *OV*, von welchen je eine Stange nach dem einen Ende der Coulisse *F* geht. Die Coulisse hat eine **bogenförmige Leitung**, in welcher ein Gleitstück relativ verschiebbar ist; dieses Gleitstück ist mit der Schieberstange fest verbunden. Der Schieber ist ein **gewöhnlicher Muschelschieber.**

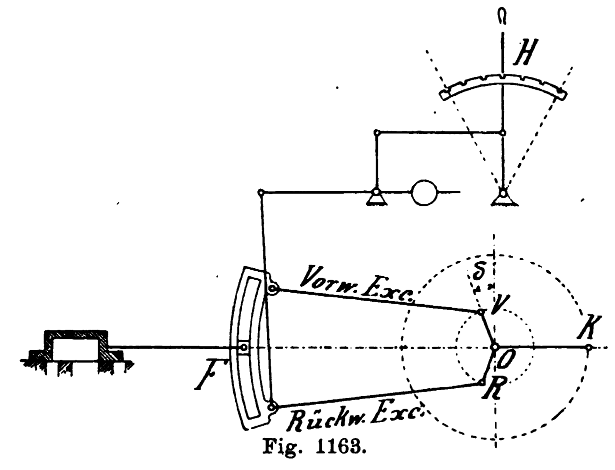


Fig. 1163.

Mit Hülfe des Handhebels *H* ist man imstande, die Coulisse zu **heben** und zu **senken**, so dass **das Gleitstück** in jede beliebige Stellung gebracht werden kann.

Beim Heben und Senken der Coulisse wird der Schieber verstellt und zwar in folgender Weise:

Ist die **Coulisse gesenkt**, so dass ein Punkt der oberen Hälfte den Gleitbacken führt, **so läuft die Maschine vorwärts** und zwar mit um so grösserer Cylinderfüllung, je tiefer die Coulisse gesenkt wird. Da in diesem Falle hauptsächlich das Excenter *OV* die Schieberführung übernimmt, so heisst dasselbe **Vorwärtsexcenter.**

*) Litteratur: Zeuner, Schiebersteuerungen; Auchincloss-Müller, Schieber- und Coulissensteuerung; Bernolli, Dampfmaschinenlehre.

Wird die Coulisse **gehoben,** so tritt das Umgekehrte ein, und heisst das Excenter OR das **Rückwärtsexcenter.**

Man unterscheidet: **Offene Stangen** in Fig. 1164,
Gekreuzte „ „ „ 1165.

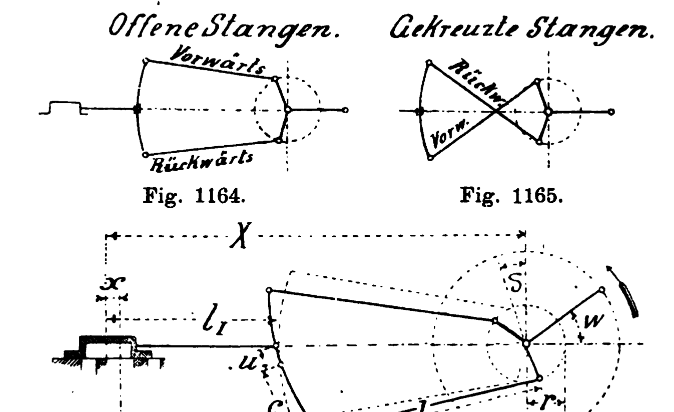


Fig. 1164. Fig. 1165.

Fig. 1166.

Die **beiden Voreilwinkel** δ macht man in der Praxis gewöhnlich nur dann gleich gross, wenn an Vorwärts- und Rückwärtsgang gleiche Ansprüche gestellt werden.

Es bezeichnet in Fig. 1166:

r die Excentricität der beiden Excenter,
δ den Voreilwinkel derselben,
c die halbe Länge der Coulisse, gemessen vom Mittelpunkt bis zum Angriffspunkt der Excenterstange,
u die Entfernung des Gleitbackens vom toten Punkt der Coulisse,
u ist positiv zu nehmen bei gesenkter Coulisse,
u „ negativ „ „ „ gehobener „
l die Länge der Excenterstange,
q der Radius der Coulisse,
l_I die Länge der Schieberstange.

Für eine **beliebige** Kurbelstellung dem Drehwinkel w entsprechend ergiebt sich für X_m (X mittel)

$$X_m = l + l_I - \frac{r^2}{2l}\cos^2\delta + (c^2 - u^2)\frac{l-q}{2lq} = L.$$

Dieses ist nicht anders möglich, als dass das letzte Glied der Gleichung gleich Null wird und daraus ergiebt sich $l = q$.

Die Coulisse muss nach einem Kreisbogen gekrümmt sein, dessen Radius gleich der Länge der Excenterstange ist.

Für die **Entfernung** x von Mitte Schieberspiegel bis Mitte Schieber, Fig. 1166, erhalten wir als Näherungsformel:

offene Stangen: $x = r\left(\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right)\cos w + \frac{u\,r}{c}\cos\delta\sin w,$

gekreuzte „ $x = r\left(\sin\delta - \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right)\cos w - \frac{u\,r}{c}\cos\delta\sin w.$

Diese Gleichungen haben bessere Formen für Polarordinaten, setzen wir:

offene Stangen $(a) = {}^1/_2 r\left(\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right),$

$(b) = {}^1/_2 r\,\frac{u}{c}\cos\delta,$

gekreuzte Stangen $(a) = {}^1/_2 r\left(\sin\delta - \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right),$

$(b) = {}^1/_2 r\,\frac{u}{c}\cos\delta,$

so haben wir die **Gleichung eines Kreises,** welcher durch den Mittelpunkt geht.

Nehmen wir nun an, es sei u max. $= c$ und die Führung des Umsteuerhebels sei mit 9 Schlitzen in gleichmässigen Entfernungen versehen, so nimmt u **9 verschiedene Werte** an und zwar:

offene Stangen		**gekreuzte** Stangen
$u = c$	Vorwärts	$u = -c$
$u = {}^3/_4\,c$	Vorwärts	$u = -{}^3/_4\,c$
$u = {}^1/_2\,c$	Vorwärts	$u = -{}^1/_2\,c$
$u = {}^1/_4\,c$	Vorwärts	$u = -{}^1/_4\,c$
$u = 0$	Toter Punkt	$u = 0$
$u = -{}^1/_4\,c$	Rückwärts	$u = {}^1/_4\,c$
$u = -{}^1/_2\,c$	Rückwärts	$u = {}^1/_2\,c$
$u = -{}^3/_4\,c$	Rückwärts	$u = {}^3/_4\,c$
$u = -c$	Rückwärts	$u = c$

Diese Werte eingesetzt ergiebt:

	offene Stangen	**gekreuzte** Stangen
Voll **Vorwärts**	$(a) = {}^1/_2 r\sin\delta,$ $(b) = {}^1/_2 r\cos\delta.$	$(a) = {}^1/_2 r\sin\delta,$ $(b) = {}^1/_2 r\cos\delta.$
Toter Punkt	$(a) = {}^1/_2 r\sin\delta + {}^1/_2 r\frac{c}{l}\cos\delta,$ $(b) = 0.$	$(a) = {}^1/_2 r\sin\delta - {}^1/_2 r\frac{c}{l}\cos\delta,$ $(b) = 0.$
Voll **Rückwärts**	$(a) = {}^1/_2 r\sin\delta,$ $(b) = -{}^1/_2 r\cos\delta.$	$(a) = {}^1/_2 r\sin\delta,$ $(b) = -{}^1/_2 r\cos\delta.$

Wie aus dem Diagramm Fig. 1167 ersichtlich, ist der Dampfkanal nur bei gesenkter Coulisse **ganz geöffnet,** dagegen wird er bei den anderen Coulissenstellungen nur **teilweise** geöffnet. Man macht deshalb die Kanäle möglichst **schmal** und **sehr lang.**

Coulissensteuerung von Stephenson.

Offene Stangen, $^1/_2$ d. nat. Gr.

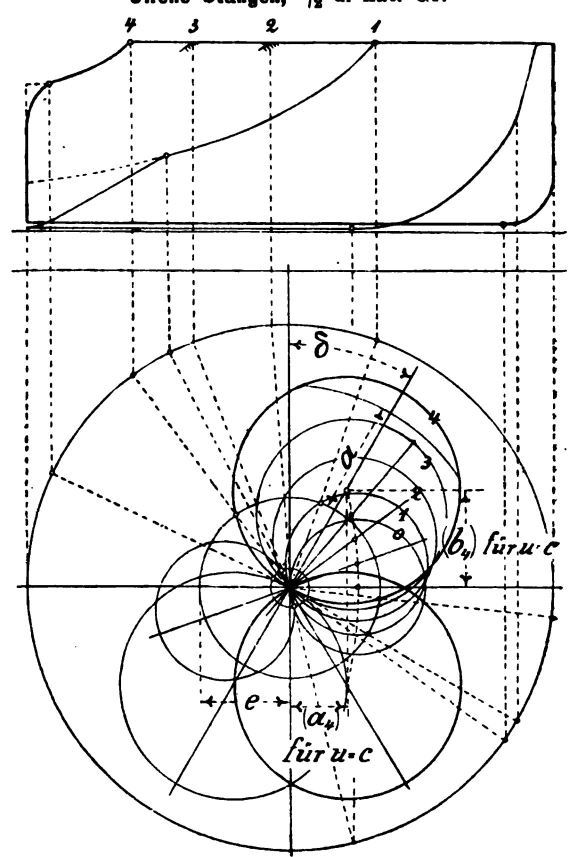


Fig. 1167.

$(a = 30,\ r = 60,\ l = 1400,\ c = 150,\ e = 24,\ i = 7),$

$$(a) = {}^1/_2 r \left(\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right),$$

$$(b) = {}^1/_2 r\,\frac{u}{c}\cos\delta.$$

Für u max. $= c$, Fig. 1167 ergiebt sich:

Vorwärts Voll	Toter Punkt	**Rückwärts** Voll
$(a_4) = {}^1/_2 r \sin\delta,$	$(a_0) = {}^1/_2 r \sin\delta + {}^1/_2 r \frac{c}{l}\cos\delta,$	$(a_4) = {}^1/_2 r \sin\delta,$
$(b_4) = {}^1/_2 r \cos\delta.$	$(b_0) = 0.$	$(b_4) = {}^1/_2 r \cos\delta.$

Coulissensteuerung von Stephenson.

Gekreuzte Stangen, $^1/_2$ d. nat. Gr.

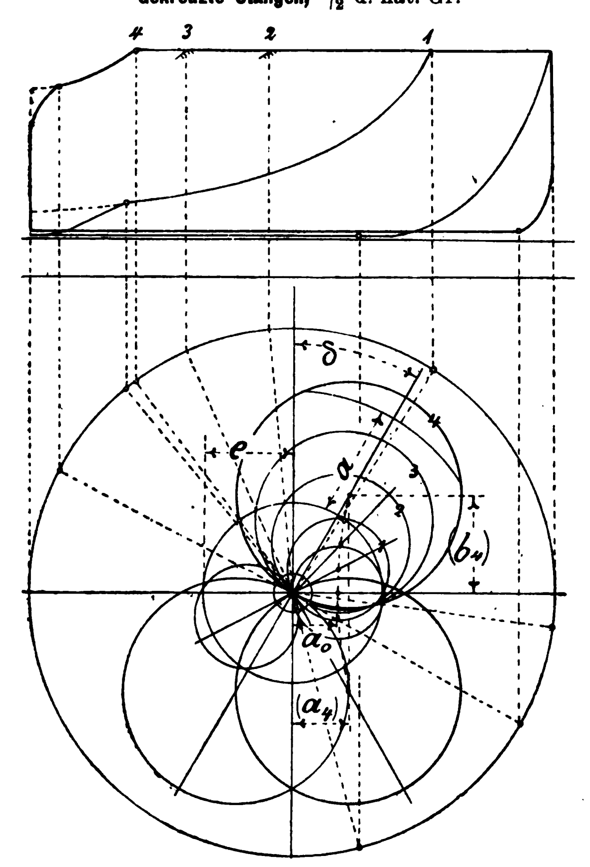


Fig. 1168.

$(a = 80,\ r = 60,\ l = 1400,\ c = 150,\ e = 24,\ i = 7)$,

$$(a) = {}^1/_2 r \left(\sin\delta - \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right),$$

$$(b) = {}^1/_2 r \frac{u}{c} \cos\delta.$$

Für u max. $= c$, Fig. 1168, ergiebt sich:

Vorwärts Voll	Toter Punkt	**Rückwärts** Voll
$(a_4) = {}^1/_2 r \sin\delta$,	$(a_0) = {}^1/_2 r \sin\delta - {}^1/_2 r \frac{c}{l} \cos\delta$.	$(a_4) = {}^1/_2 r \sin\delta$,
$(b_4) = {}^1/_2 r \cos\delta$.	$(b_0) = 0$.	$(b_4) = -{}^1/_2 r \cos\delta$.

Coulissensteuerung von Allan.

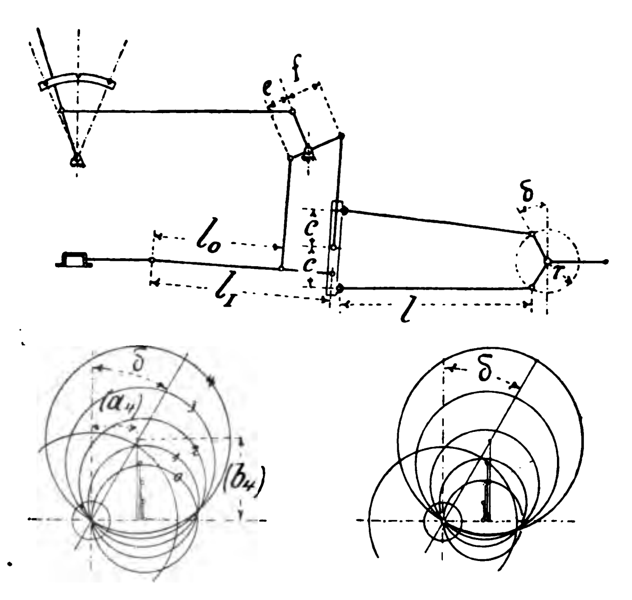


Fig. 1169—1171.

offene Stangen:	**gekreuzte** Stangen:
$(a) = {}^1/_2\, r \left(\sin\delta + \frac{nc^2 - u^2}{nc\,l}\cos\delta\right)$	$(a) = {}^1/_2\, r \left(\sin\delta - \frac{nc^2 - u^2}{nc\,l}\cos\delta\right)$
$(b) = \frac{r\,u}{2\,c}\left[\cos\delta - c\frac{(n-1)}{n\,l}\sin\delta\right]$	$(b) = \frac{r\,u}{2\,c}\left[\cos\delta + c\frac{(n-1)}{n\,l}\sin\delta\right]$

Es **muss** sein:

$$n = 1 + \frac{l_I}{lo} \cdot \frac{e}{f}$$

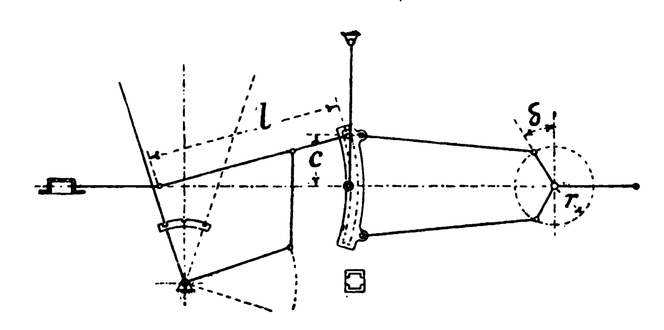
und darin

$$\frac{e}{f} = \frac{lo}{l_I}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_I}}\right)$$

Der Hauptvorteil der Allan'schen Steuerung würde in der **einfachen geradlinigen Form der Coulisse** liegen. Das Diagramm zeigt fast dieselbe Dampfverteilung wie das der Stephenson'schen Coulissensteuerung, nur etwas **gleichmässigeres Voreilen.**

Coulissensteuerung von Gooch.

Fig. 1172—1173.



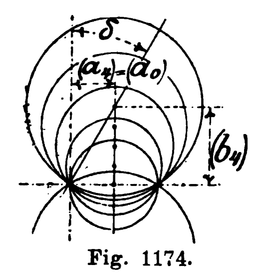


Fig. 1174.

Gekreuzte Stangen geben dieselbe Dampfverteilung und werden für Gooch'sche Coulisse selten angewandt.

Offene Stangen

$$(a) = {}^1/_2 r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta\right),$$

$$(b) = \frac{r}{2} \frac{u}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta\right).$$

Gekreuzte Stangen

$$(a) = {}^1/_2 r \left(\sin \delta - \frac{c}{l} \cos \delta\right),$$

$$(b) = \frac{r}{2} \frac{u}{c} \left(\cos \delta + \frac{c}{l} \sin \delta\right).$$

$u = +c$ Voll Vorwärts $u = -c$,
$u = 0$ Toter Punkt $u = 0$,
$u = -c$ Voll Rückwärts $u = +c$.

Im Diagramm für offene Stangen, Fig. 1174, liegen alle Mittelpunkte der Schieberkreise in einer Geraden, das **Voreilen** ist also für alle Füllungsgrade **konstant**.

Eine Ausführung der **Stephenson**'schen Coulissensteuerung zeigt nachstehende Figur.

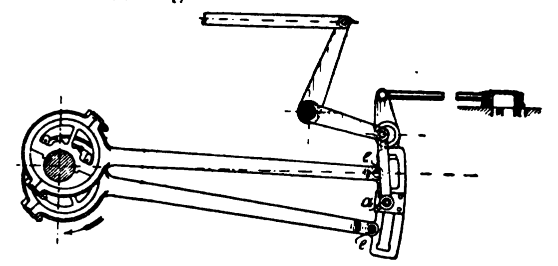


Fig. 1175 Umsteuerung mit beweglicher Coulisse.

Für Vorwärts- und Rückwärtsgang ist hier ein Excenter auf die Achse aufgekeilt, dessen Mittel sich in entgegengesetzter Stellung eines einfachen verschiebbaren Excenters befinden und bei *e e* die Coulisse angreifen. Der obere bewegliche Schwingungshebel steht mit dem Schieber, der untere dagegen mit dem Coulissenstein in Verbindung, welcher genau, aber leicht verschiebbar in dem nach einem Kreisbogen gekrümmten Coulissenschlitz eingepasst ist. Die Coulisse ist bei *a* aufgehängt und steht von hieraus mit Steuerwelle und Hebel n Verbindung.

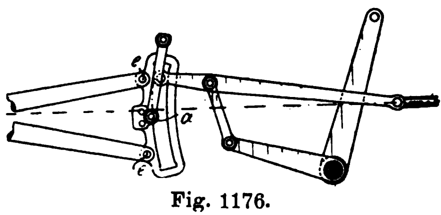


Fig. 1176.

Fig. 1176 Ausführung einer Steuerung mit fest aufgehängter Coulisse (**Gooch**).

Die mittels einer Schiene an einem festen Zapfen aufgehängte Coulisse nimmt an der schwingenden Bewegung der Schiene teil, gestattet aber dabei die Verschiebung des im Coulissenschlitz beweglichen und durch Schubstange mit der Schieberstange in Verbindung stehenden Coulissensteins. Für Lokomotiven wird die Steuerung nicht angewandt, wohl aber an stationären Maschinen.

Coulissensteuerung von Volkmar.

Der Grundschieber erhält durch eine Stephenson'sche Coulisse *a* seine Bewegung, während der Expansionsschieber durch eine zweite Coulisse a_1 getrieben wird, die drehbar ist um einen Zapfen im Schlitze der Expansionsschieberstange. An a_1 schliesst sich ein gerader Arm an, an dessen unterem Ende das Rückwärtsexcenter angreift.

Fig. 1177 Steuerung mit beweglicher Coulisse von **Volkmar.**

Aus derselben ist die Wirkungsweise und die Anordnung der einzelnen Coulissen mit ihren Hebelübertragungen auf die Schieber ersichtlich.

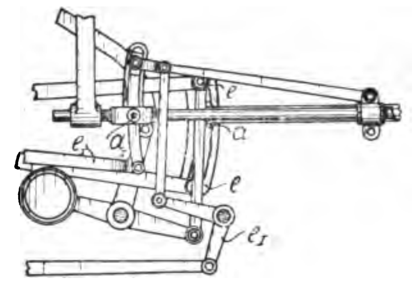


Fig. 1177.

Coulissensteuerung von Pius Fink.

Die Coulissensteuerung von **Fink** ist unstreitig eine der einfachsten Umsteuerungen. Sie wird sowohl für stationäre Maschinen mit variabler Expansion als auch für gewöhnliche Betriebsmaschinen mit gleicher Drehrichtung als Expansionssteuerung vielfach angewandt.

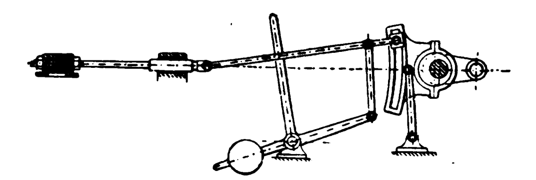


Fig. 1178. 1 Schieber, 1 Coulisse.

Hierbei kommt nur eine Hälfte der Coulisse in Betracht, wobei der Coulissenstein durch eine Stell- oder Klemmschraube an den betreffenden Punkt der Coulisse festgehalten wird. Je nachdem das Verstellen der Schubstange durch einen Winkelhebel erfolgt oder der Gleitbacken in der Coulisse festsitzt, fallen die Schieberbewegungen verschieden aus; im ersten Falle bewegt sich der Stein in bestimmten Grenzen, im letzten nicht.

Coulissensteuerung von Heusinger.

Durch das Excenter wird die drehbare Coulisse in schwingende Bewegung versetzt. In dem bogenförmigen Schlitz der Coulisse lässt sich der Gleitbacken zum Zwecke der veränderlichen Expansion durch die Schubstange hin- und herschieben. Die Schubstange steht an ihrem anderen Ende mit zwei Hebeln in Verbindung, die oben die Schieberstange gelenkartig umfassen,

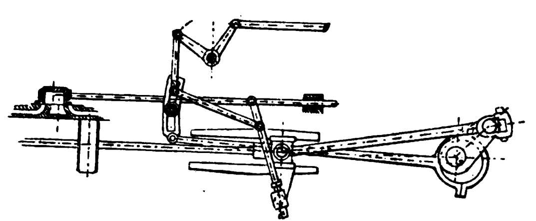


Fig. 1179. 1 Schieber, 1 Coulisse,

unten sich aber in einer Verlängerung des Kreuzkopfes hin- und herschieben lassen. Von hieraus wird der Schieberstange die geeignete Bewegung erteilt

Coulissensteuerung von Polonceau.

Diese Umsteuerung mit zwei Schiebern wird in neuerer Zeit häufig und in verschiedenen Anordnungen verwendet. Der Unterschied in denselben liegt jedoch nur darin, auf welche Art und Weise man die Expansion veränderlich macht.

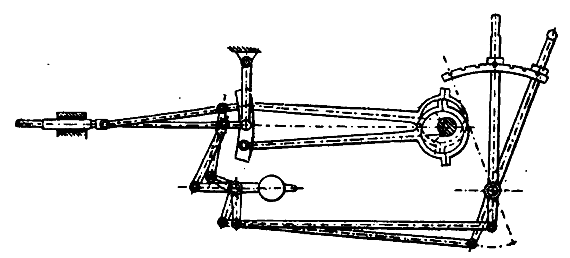


Fig. 1180. 2 Schieber, 2 Coulissen.

Die Coulissen sind fest aufgehängt und stehen durch Winkelhebel mit den Steuerungshebeln in Verbindung. Im übrigen ist aus obiger Figur die Wirkungsweise leicht zu erkennen. Die Schieberanordnung der Steuerung an Borsig'schen Lokomotiven schliesst sich denen von Polonceau an. Beider Diagramme sind identisch.

Ausführungen der Coulisse.

Fig. 1181. **Bewegliche** Coulisse. Die Bewegung der Coulisse wird mittels Schwinghebels auf den Schieber übertragen.

Fig. 1182. **Offene** Coulisse, mit unmittelbarer Übertragung der Coulissenbewegung auf den Schieber.

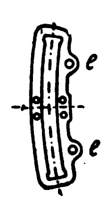


Fig. 1181.

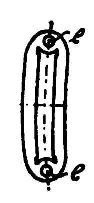


Fig. 1182.

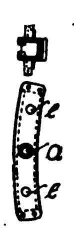


Fig. 1183—1184.

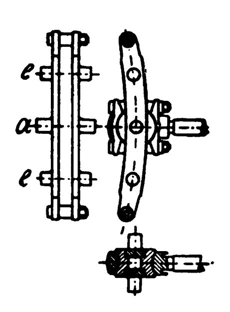


Fig. 1185—1187

Fig. 1183—1184. **Kastenförmige** Coulisse.

Fig. 1185—1187. **Doppelschildige** Coulisse.

Obgleich beide viel umständlicher als die vorigen herzustellen sind, so werden sie dennoch da stets vorteilhaft verwendet, wo es nötig ist, mit einem möglichst kleinen Excenterhub einen gegebenen Schieberhub zu erzeugen. Kastenförmige und doppelschildige Coulissen lassen sich ebenfalls sehr gut an Stelle der offenen und beweglichen Coulissen verwenden.

Coulissen.

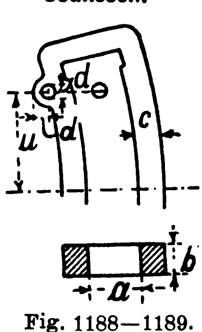


Fig. 1188—1189.

Tabelle 106.

Kolbenhub mm.	300	500	750	1000	1500	2000
a	30	45	55	70	100	125
b	30	45	55	70	85	110
c	23	28	30	40	55	70
d	26	30	35	40	45	50
u	100	150	200	250	300	350

Der Steuerhebel.

Gute Ausführungen sind auf folgender Seite dargestellt. Für grössere Maschinen, z. B. Schiffsmaschinen, verwendet man statt des Hebels ein Handrad, welches auf eine Spindel mit Schraubengewinde befestigt ist, wie im Kapitel „Schiffsmaschinen“ bei der Zeichnung der Maschine des Raddampfers angegeben.

Das Expansionsexcenter hat einen Voreilwinkel von 90°, ist also entgegengesetzt der Kurbel aufgekeilt.

Hebel für Coulissen-Umsteuerung. Fig. 1190—1202.

Fig. 1190—1199.

Fig. 1200—1202.

Fig. 1203—1204. **Vorrichtung zur Änderung der Drehrichtung für kleinere Dampfmaschinen** und Locomobilen, durch Lösen der Schraube *a* in der auf der Welle festgekeilten Scheibe *b* und **Verdrehen des Excenters** *c* um 180°—2 *δ*.

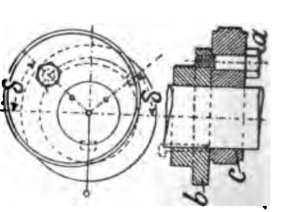
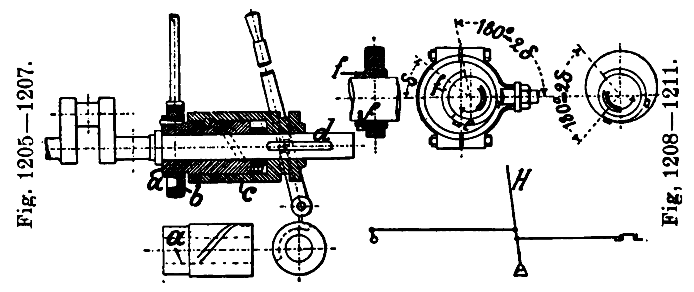


Fig. 1203—1204.



Umsteuerung
für kleine Schiffsmaschinen.

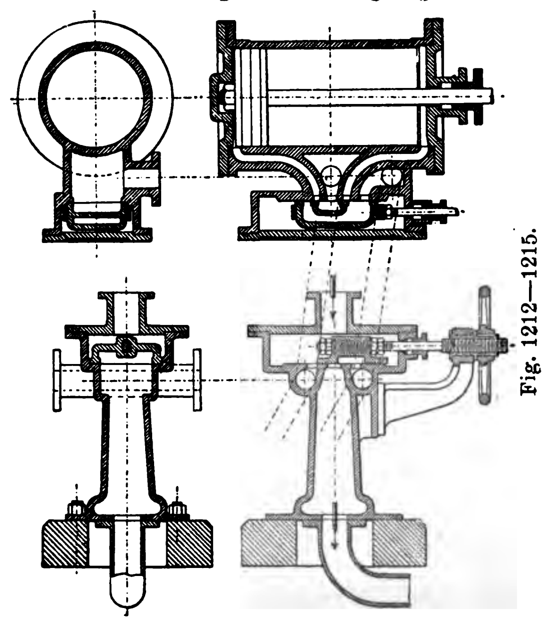
Büchse *a* lose auf Kurbelwelle *d*, Excenter *b* fest auf Büchse *a*, Klaue *c* schiebt sich in Feder auf Welle *d*.

Umsteuerung
mittels losen Excenters.

Knaggen *e* fest an der Welle, *f* fest am Excenter. Durch Zwischenhebel *H* wird das Verdrehen des Excenters bewirkt.

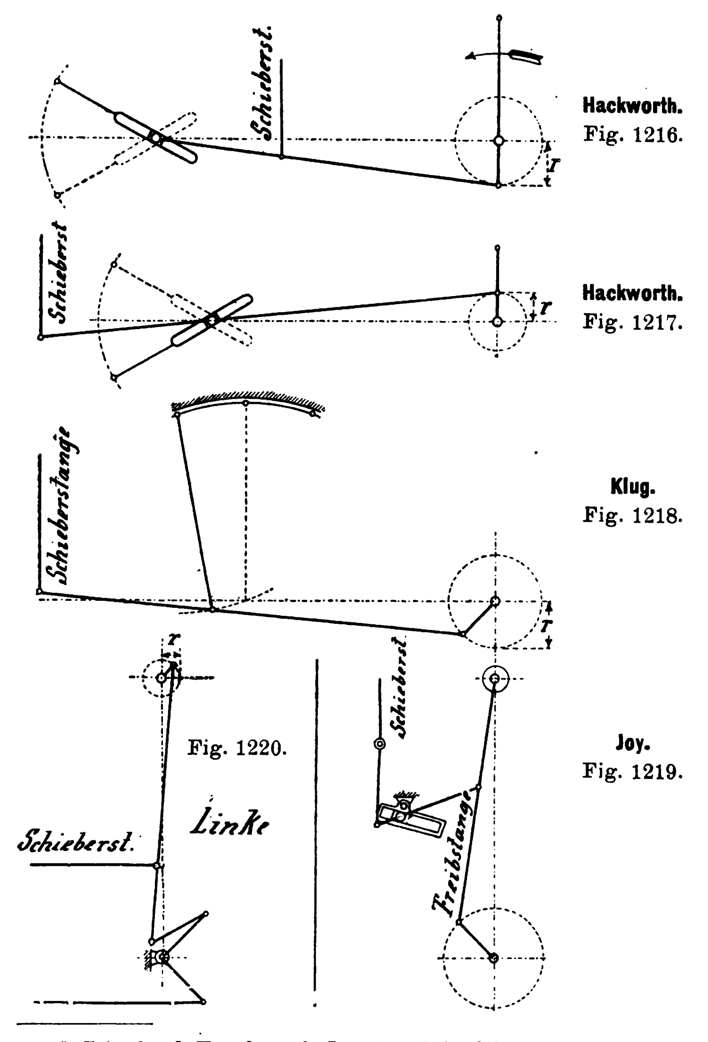
Dampf-Umsteuerung
durch Wechseln der Frisch- und Abdampfwege. Fig. 1212—1215.

Für Zwillingsfördermaschinen und niedrige Dampfspannung in Braunkohlenbergwerken häufig angewandt.



Umsteuerung für Schiffsmaschinen.*)

Ausser den erwähnten Coulissensteuerungen sind noch folgende, die sich besonders für Schiffsmaschinen eignen, anzuführen. Es sind dies die von Hackworth, Klug, Joy und Linke, deren Wirkungsweise direkt aus den Zeichnungen zu erkennen ist.



Hackworth. Fig. 1216.

Hackworth. Fig. 1217.

Klug. Fig. 1218.

Joy. Fig. 1219.

Fig. 1220.

*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885, Seite 949.

Die Ventilsteuerung.

Bei der **Konstruktion der Ventilsteuerungen** ist neben den **Festigkeitsbestimmungen** besonders der **Abnützung** Rechnung zu tragen, d. h. dafür zu sorgen:

1. dass die **Flächendrücke genügend klein ausfallen** und die Druckflächen aus widerstandsfähigstem Material, am besten aus glashartem, nach dem Härten geschliffenem Stahl, hergestellt werden,
2. dass jeder **Wechseldruck** vermieden werde,
3. dass mit Rücksicht auf exakte Herstellung **Bolzencharniere** vorzuziehen sind und, wenn **Coulissen** Verwendung finden, soll die Verschiebung zwischen Stein und Coulisse bei ein und derselben Regulatorstellung eine minimale sein,
4. dass die **Masse** der intermittierend bewegten Teile minimal gehalten wird,
5. dass der schädliche Einfluss eventuell **eintretender Abnützung** auf die Einstellung der Steuerung möglichst gering ausfällt und von jedem sachverständigen Monteur durch **einfache Nachstellvorrichtungen** beseitigt werden kann, und
6. dass excentrische Drucke vollständig **vermieden** werden.

Es ist **konstruktiv** dafür Sorge zu tragen:

1. dass eine Verstellung der Steuerung hinsichtlich der Voröffnung, der Füllung, der Kompression und des Voraustritts **innerhalb weiter Grenzen** ohne Änderung der Details durch wenige (möglichst nur 2) einfach zu handhabende **Nachstellungen** bewirkt werden kann. Diese Nachstellungen sollen möglichst unabhängig voneinander sein,
2. dass die **richtige Werkstättenmontage** durch Schablonen gewährleistet wird, und
3. dass eine **Verstellung der Steuerung** durch Unterhaltungsarbeiten (Einlegen neuer Dichtungen, Verpackungen etc.) nicht erfolgen kann.
4. Die **Auslassventile** sollen für sich gesteuert werden. Ein- und Auslassventile dürfen also nicht von ein und demselben Excenter angetrieben werden.

Die Maschine soll ohne Schaden für die Steuerung **rückwärts gedreht** werden können.

Die durch die endliche Treibstangenlänge bedingte **Ungleichheit der Füllungen** auf beiden Seiten soll in **einfacher Weise** ausgleichbar sein.

Material zu den Ventilen.

Die **Ventile** wurden früher häufig aus Rotguss hergestellt, neuerdings findet jedoch ausschliesslich **Gusseisen** Verwendung. Die **Ventilsitze** (auch Gusseisen) sind besonders kräftig zu konstruieren, damit ein Unrundwerden vermieden wird. Aus letzterem Grunde ist auch auf gute Materialverteilung der **Ventilgehäuse**, welche meist am Cylinder angegossen sind, zu achten.

A. Einlassventile.

Die Querschnittsform der Einlassventile, die Sitzbreite und die Befestigung der Spindel mit dem Ventil erfordern besonders gute, durchgedachte Konstruktionen. Im allgemeinen findet man die in Fig. 1221, 1223 und 1226 dargestellten Ausführungen.

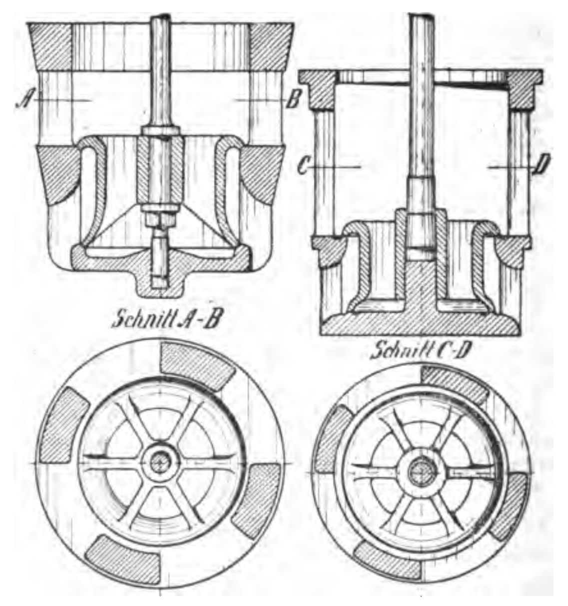


Fig. 1220—1224. Einlassventile.

Dimensionen der Einlassventile.

Eine Dampfgeschwindigkeit von 32 bis 34 m pro Sekunde ist für Einlassventile zulässig und erzeugt kaum merkliche Drosselung.

Bezeichnet:

d den **Durchmesser des Ventiles** in Centimeter nach Seite 258, so ergiebt sich abzüglich der Rippen ein **freier Durchgangsquerschnitt** von

$$q = 0{,}72 \cdot d^2 \frac{\pi}{4},$$

demnach ist bei v Meter Dampfgeschwindigkeit pro Sekunde

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q \cdot c}{0{,}72 \cdot v}$$

und für $v = 32$ m

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q \cdot c}{23}.$$

D Durchmesser des Dampfcylinders in Centimeter,

$Q = D^2 \frac{\pi}{4}$ Querschnitt des Dampfcylinders in Quadratcentimeter,

c Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sekunde.

Bei $d_1 = 0{,}8\,d$ erhält man für inneren und äusseren Ring gleiche Durchgangsquerschnitte.

Der Ventilhub.

Zwischen den Sitzflächen rechnet man 35 m Dampfgeschwindigkeit, daraus folgt der notwendige **Hub** eines Doppelsitzventiles

$$h = \frac{Q \cdot c}{2\,d\,\pi \cdot 35} = \frac{Q \cdot c}{220\,d} \text{ cm}.$$

Die 35 m Dampfgeschwindigkeit sollen selbst bei dem **Maximalfüllungsgrad** (etwa 0,7) nicht überschritten werden. (Die grösste Geschwindigkeit tritt ein, sobald der Dampfkolben in der Mitte steht in Fig. 1225 bei 50). Um dieses zu erreichen, ist man gezwungen, den Maximalhub, welcher also bei der grössten Füllung eintritt $= 2\,h$ zu nehmen. Für den Ausschlag des Steuerhebels nach unten kann vorläufig $\frac{h}{2}$ genommen werden, so dass sich als **Gesamtausschlag des Steuerhebels** ergiebt:

$$m = 2{,}5\,h.$$

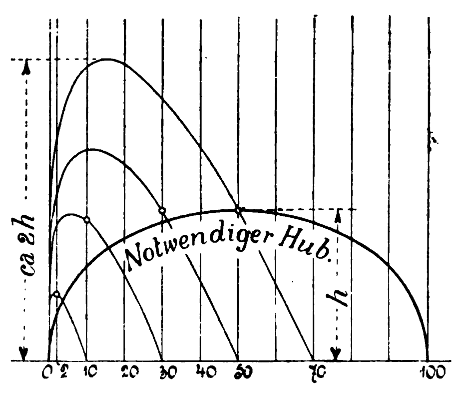


Fig. 1225. Ventilerhebungskurve.

Genau ist dieser Wert bei Konstruktionen der Steuerung zu bestimmen.

Die Kurve für den notwendigen Hub in Fig. 1225 kann als Ellipse gezeichnet werden.



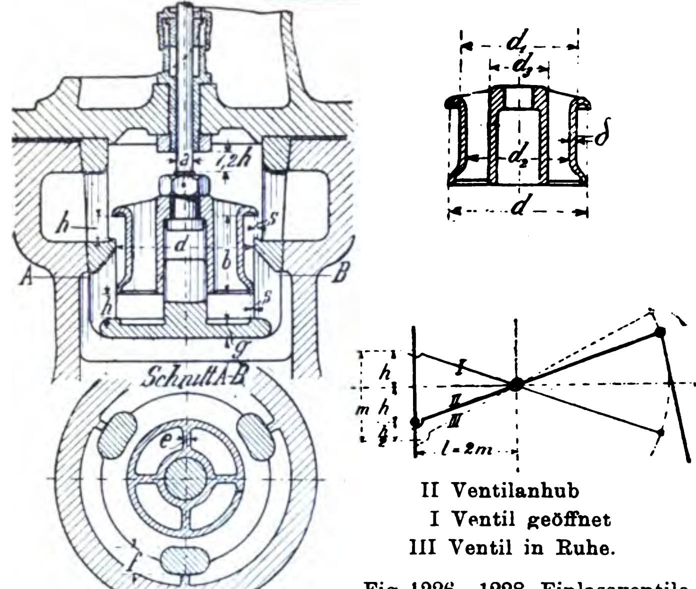


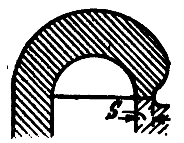
Fig. 1226—1228. Einlassventile.

Tabelle 107.

Hub der Maschine . .	$H=$	**700**	**800**	**900**	**1000**	**1100**	**1200**	**1400**
Durchm. „ . .	$D=$	**400**	**450**	**500**	**550**	**600**	**700**	**800**
Normal. Kolbengeschw.	$c=$	2,0	2,05	2,1	2,15	2,2	2.3	2,5
Ventildurchmesser . .	$d=$	**120**	**132**	**148**	**165**	**180**	**215**	**255**
	$d_1=$	96	108	120	134	140	170	200
	$\delta=$	5	6	7	8	9	10	11
	$d_2=$	86	96	106	118	122	150	178
	$d_3=$	44	46	48	50	52	55	58
Freier Querschnitt abz. Rippen in qcm . .	$q=$	80	94	118	150	180	260	380
Ventilhub bei $v=35$ m .	$h=$	10	11	12	14	16	18	22
Grösster Ventilhub . .	$2h=$	20	22	24	28	32	36	44
Grösster Ausschlag des Hebels	$m=$	25	28	30	35	40	45	55
Sitzfläche	$s=$	2,0	2.0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5
Spindeldurchmesser .	$a=$	14	15	16	17	18	19	20
Ventilhöhe	$b=$	62	76	85	90	98	115	130
Zahl der Rippen . .		4	4	4	4	6	6	6
Stärke „ „ . .	$e=$	5	6	7	8	9	10	11
Rippen des Gehäuses .	$f=$	18	20	22	24	27	30	33
	$g=$	12	13	14	15	16	17	19

Die Sitzfläche und der Anhub

haben grossen Einfluss auf das **leichte Anheben** der Ventile. Zu grosse Sitzflächen erschweren selbstverständlich das Anheben der Ventile und haben Erschütterungen im Steuergestänge und Verschleiss der Gelenke zur Folge. Das Ventil soll also mit möglichst wenig Druck auf dem Sitze lasten, die Sitzfläche S schmal sein (Fig. 1230—1232), etwa 2 mm.



Vernachlässigen wir den Querschnitt der Spindel, so ergiebt sich der Druck, mit dem der Dampf das Ventil auf den Sitz drückt, wie folgt:

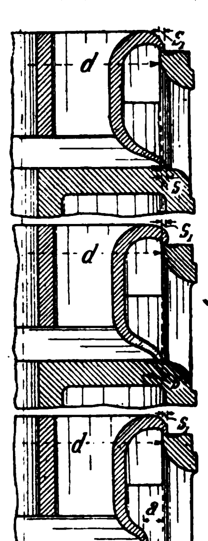


Fig. 1230. Für den Anhub günstige Ausführung, bedingt aber zweiteiligen Ventilsitz.

$$P = \left[(d + 2\,s)^2 \frac{\pi}{4} - d^2 \frac{\pi}{4}\right] p$$

einfacher: $P = d\,\pi \cdot s\,p.$

Fig. 1231. Aussenkante der unteren Sitzfläche liegt senkrecht unter der Innenkante der oberen; **gebräuchlichste Ausführung**

$$P = \left[(d + 2\,s)^2 \frac{\pi}{4} - (d - 2\,s)^2 \frac{\pi}{4}\right] p$$

einfacher: $P = d\,\pi\, 2\,s\,p.$

Fig. 1232. Innere Kante der Sitzfläche springt um a zurück; falsche Ausführung

$$P = \left[(d + s)^2 \frac{\pi}{4} - (d - a)^2 \frac{\pi}{4}\right] p$$

G Gewicht des Ventiles mit Spindel.

Die Masse sind in Centimeter einzusetzen, p in Atm. Unter Zugrundelegung der Ventilkonstruktion (Fig. 1231) (2 mm Sitzfläche) und der Ventildimensionen nach Seite 258 ergiebt sich:

Tabelle 108. Sitzfläche, Ventilgewicht, Federdruck.

Cylinderdurchmesser . mm	400	450	500	550	600	700	800
Sitzfläche . . . . . . qcm	15	16	18	20	22	26	32
Ventilgewicht . . G = kg	5	7	9	12	14	16	18
Federdruck . . . . kg	15	17	19	20	22	24	26

Beispiel: Eine Maschine von 500 Cylinderdurchmesser arbeite mit 7 Atm. Druck. Welche Kraft ist zum Anheben des Ventiles nötig? Nach Tabelle ist $P = 18 \cdot 7 = 126$ kg. Hierzu kommen noch das Ventilgewicht und die Federbelastung mit $9 + 19 = 28$ kg.

Hohe Kompression unterstützt in allen Fällen das Anheben; indem der Kompressionsdampf sich in die Sitzfläche einzwängt und so eine teilweise **Entlastung** hervorruft.

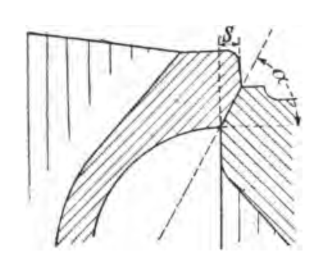


Fig. 1233. Falscher Ventilsitz.
Natürliche Grösse.

Entschliesst man sich zur Anwendung der weniger gebräuchlichen, konischen Sitzflächen, so wähle man den Winkel *a* kleiner als 45⁰ und ebenfalls die Projektion *s* der Sitzflächen nicht über 2 mm. Eine Ausführung mit 120 mm Ventildurchmesser und der in Fig. 1233 angedeuteten Sitzfläche hob sich zu schwer an, wegen zu steilem Konus der Sitzfläche.

Der Schluss der Einlassventile

soll möglichst schnell und ohne zu starken Schlag erfolgen. Je langsamer beziehungsweise je schleichender das Ventil sich schliesst, desto mehr findet eine **Drosselung** statt. — Das mehr oder weniger schnelle Schliessen der Einlassventile kann man aus dem Indikatordiagramm erkennen. Das Schliessen wurde früher durch ein auf der Ventilspindel befestigtes Gewicht bewerkstelligt, jetzt wendet man ausschliesslich Federn an. Die gebräuchlichste Ausführung zeigt Fig. 1237. Bei **Ventilsteuerungen mit Klinke** muss ausserdem ein Luftkatarakt (Fig. 1236) angeordnet werden, um das **Aufschlagen des Ventiles** auf den Sitz regulieren zu können. Die Spiralfeder soll nach dem Auslösen der Klinke dem Ventil die zum schnellen Schliessen nötige Beschleunigung geben. Durch das Ventil *V* im Lufthahn saugt der Kolben beim Hochgehen Luft an. Beim Schliessen des Ventiles, also beim Heruntergehen des Kolbens, wird die Luft komprimiert. Das Regulieren findet durch Drehen am Handrädchen statt, indem die kleinen Öffnungen bei *H* teilweise verschlossen werden Von der Wirkung dieser Katarakte kann man sich bei Indikator-



Schnell-schliessend Langsam-schliessend

Fig. 1234—1235.

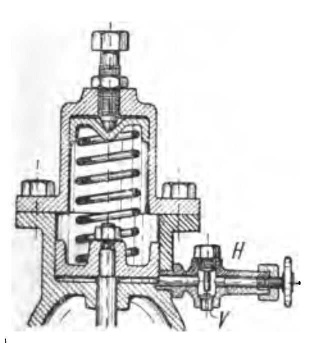


Fig. 1236.
Massstab 1 : 6.

versuchen überzeugen. Eine kleine Drehung des Handrädchens ergiebt für die betreffende Kolbenseite einen anderen Füllungsgrad, ein Beweis, dass die Zeit, welche das Ventil zum Schliessen gebraucht, eine andere geworden ist.

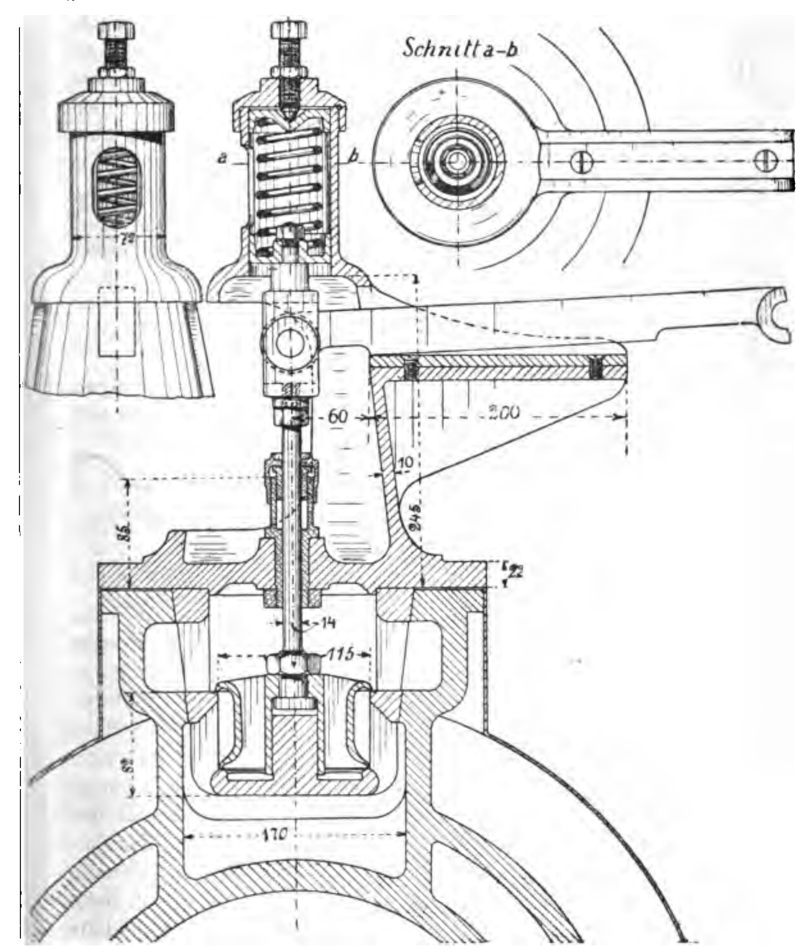


Fig. 1237—1239. Einlassventil von 115 mm (|). Massstab 1 : 6.

Die Gesamtanordnung eines Einlassventiles für zwangläufige Ventilsteuerung zeigt Fig. 1237—1239. Das Ventil ist in der Stellung gezeichnet, in der der Dampfeintritt beginnt, also das Ventil sich öffnen soll. Der Hebel liegt 60 mm von der Spindel

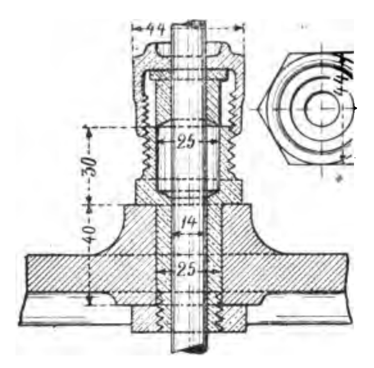


Fig. 1240—1241. Stopfbüchse.

auf, erst nachdem das Ventil geöffnet, also nur noch das Ventilgewicht und der Federdruck zu überwinden sind, wird der Hebelarm grösser.

Die **Stopfbüchsen** (Rotguss) der Ventilspindeln mache man nicht zu kurz; ein Dichthalten derselben macht häufig Schwierigkeiten. Die gebräuchlichste Ausführung ist in Fig. 1240—1241 gezeigt.

Die gebräuchlichsten Anordnungen
der Steuerventile für Horizontalmaschinen.

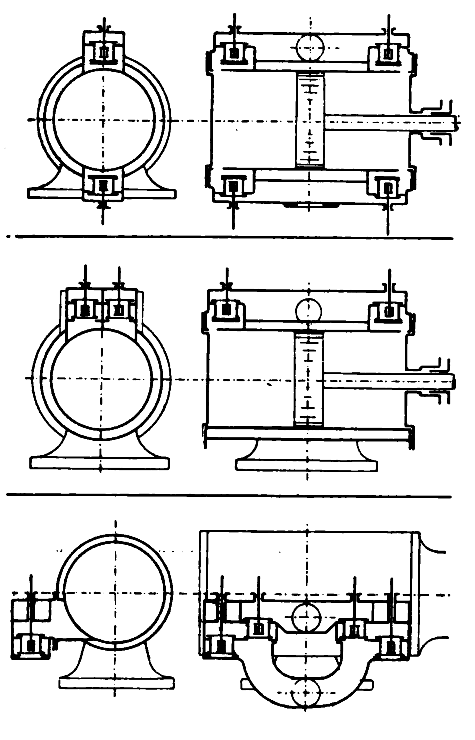


Fig. 1242—1243. 2 Einlassventil. oben 2 Auslassventile unten, **sehr beliebte Anordnung,** z. B. Görlitz, Sulzer, Hannover etc.

Fig. 1244—1245. Die 2 Einlassventile sowie die 2 Auslassventile sind auf dem Cylinder angebracht.

Fig. 1246—1247. Die Gehäuse für die Einlass- u. Auslassventile sind seitlich am Cylinder angeschraubt.

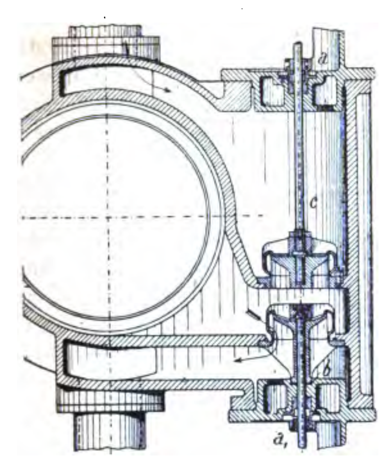


Fig. 1248.
Ventile seitlich angeordnet.

Eine von der zuletzt gezeichneten Anordnung etwas abweichende Ausführung zeigt Fig. 1248, doch stellten sich verschiedene **Nachteile** heraus. Beide Ventile sind schwer zugänglich. Die Ventilspindel wurde in ihrer Führung gezwängt. Die schwierige, durch die eigentümliche Anordnung der Ventile bedingte Bearbeitung war wohl Grund zu diesen ungünstigen Resultaten.

Eine Ausführung für die gebräuchlichste Anordnung, Einlassventil oben, Auslassventil unten, zeigt Fig. 1242 bis 1243.

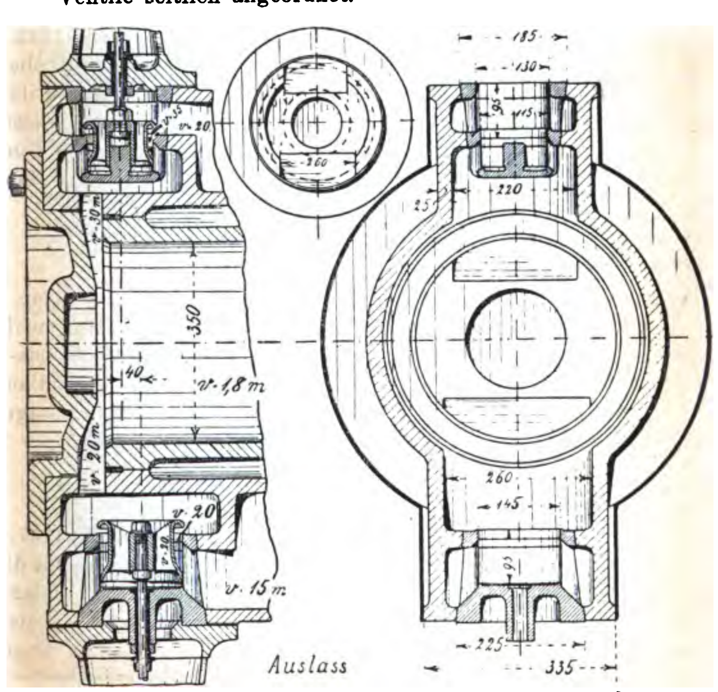


Fig. 1249—1251. Ventilsteuerung für 350 Cylinderdurchmesser.

In Fig. 1249—1251 ist die Entfernung von Mitte Einlass- bis Mitte Auslassventil so gewählt, dass das Excenter des Einlassventiles neben der unrunden Scheibe für das Auslassventil auf der Steuerwelle Platz findet. Die Dampfgeschwindigkeiten v sind an den massgebenden Stellen eingeschrieben.

Der Dampfeintritt.

Die gebräuchlichsten Ausführungen zeigt Fig. 1252—1255. Häufig ist die Einrichtung so, dass der Frischdampf, wie in Fig. 1255, unten eintritt, in den Raum des Dampfmantels

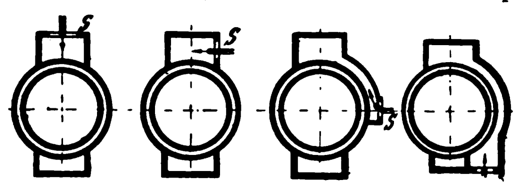


Fig. 1252. Fig. 1253. Fig. 1254. Fig. 1255.

mündet (also den Einsatzcylinder umspült) und dann in den Ventilkasten gelangt. Besonders empfehlenswert ist diese Anordnung nicht, da ein Arbeiten der Maschine ohne Dampfmantel, z. B. bei Undichtigkeiten des letzteren, nicht möglich ist.

Die Dampfabsperrventile bringt man in Fig. 1252—1255 bei S an. Ausführungen, bei denen das Ventil im Cylinder selbst angeordnet ist *(Sulzer)*, zeigt Fig. 1256, und zwar wird bei kleinen Maschinen das Handrad direkt auf der Ventilspindel und bei grossen Maschinen der bequemen Zugänglichkeit und des leichten Öffnens wegen mit Rädervorgelege (Fig. 1257) ausgeführt.

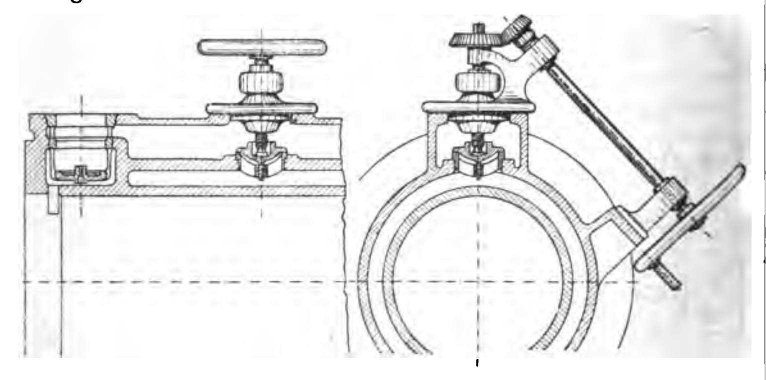


Fig. 1256.
Für kleine Maschinen.

Fig. 1257.
Für grosse Maschinen.

Der Fuss des Dampfcylinders.

Die Auslassventile müssen gut zugänglich sein. Hierauf ist besonders beim Zeichnen des Cylinderfusses Rücksicht zu nehmen. Bei Anwendung des U förmigen Rahmens verwendet man Fig. 548—549 Seite 107, bei Rahmen mit Rundführung die in Fig. 1258—1261 dargestellte Ausführung.

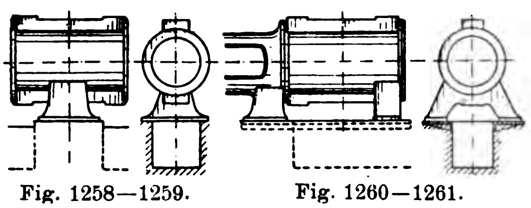


Fig. 1258—1259. **Fuss in der Mitte.**

Fig. 1260—1261. **Fuss hinten. Schlitten beweglich wegen der Ausdehnung.**

Eine gleiche Ausführung wie die letztere ist in Fig. 1262 bis 1265 massstäblich dargestellt.

Fig. 1262—1265. Dampfcylinder für Maschine 600 × 1050.
Massstab 1 : 45.

Ventilsteuerung mit Excenter-Antrieb.

Eine für **Fördermaschinen** früher sehr häufig angewandte Ventilsteuerung ist in Fig. 1266—1267 dargestellt.

E E sind die Dampfeinlassventile, *A A* die Dampfauslassventile, *D D* sind die Dampfkanäle, welche nach den beiden Cylinderseiten führen.

Die **Ventilbewegung** erfolgt mittels Winkelhebel, welch letztere durch ein **Excenter** in Bewegung gesetzt werden. Damit ein sicherer Abschluss der Ventile erfolgt, ist jede Ventilstange an ihrem oberen Ende mit einem Gewicht beschwert.

Die Ventilsteuerung arbeitet genau wie **eine gewöhnliche Muschelschiebersteuerung,** man kann demnach die Stange *M* durch jede **beliebige Coulisse** bewegen und durch deren Verstellung sowohl die Maschine umsteuern, als auch die Füllung ändern.

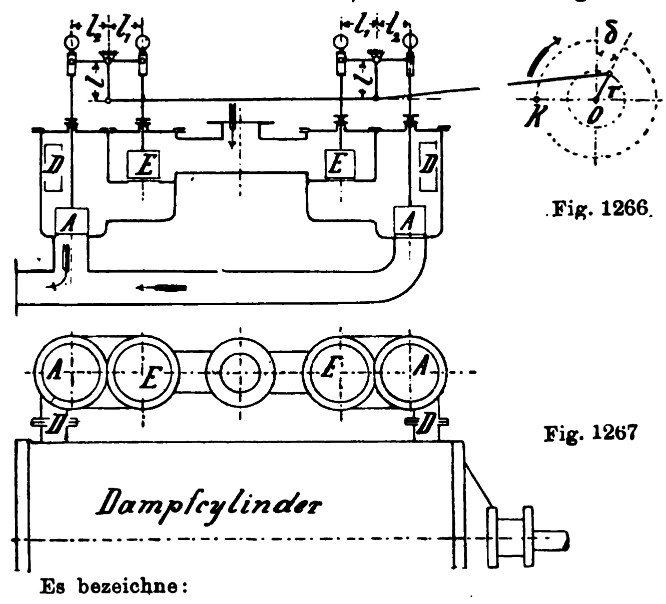


Fig. 1266.

Fig. 1267

Es bezeichne:

h den **Hub** des Ventiles,

v das **Voreilen,**

s oberer Spielraum zwischen Hebelende und Schlitz, wenn die Excentricität in der mittleren Lage steht,

d_1 Durchm. der Einlassventile, d_2 Durchm. der Auslassventile,

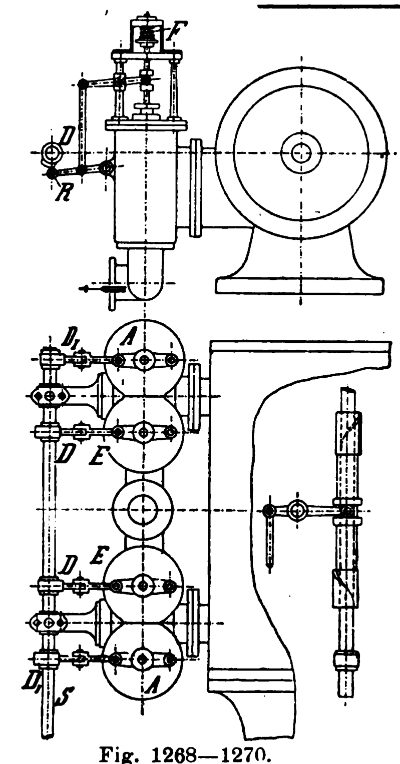
h_1 Hub „ „ h_2 Hub „ „

l_1 Hebellänge der „ l_2 Hebellänge der „

l Hebellänge s. Fig. 1266.

so haben wir folgendes:

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{h_2}{h_1}; \; r = \frac{l}{l_1}(h + s); \; r \sin \delta = \frac{l}{l_1}(s + v); \; \sin \delta = \frac{l}{l_1} \frac{(s + v)}{r}.$$



Ventilsteuerung mittels unrunder Scheiben.

Es bedeutet in Fig. 1268 bis 1270:

AA die **Auslassventile,**

EE die **Einlassventile,**

D_I D_I unrunde **Scheiben** für den Dampfaustritt,

DD unrunde **Scheiben** für den Dampfeintritt,

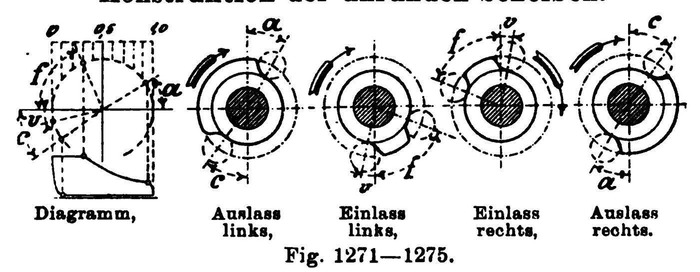
S die **Steuerwelle,** mittels konischer Räder von der Kurbelwelle aus bewegt,

R **Rolle** zur Übertragung der Bewegung auf das Ventil,

F die **Feder** zum Herunterdrücken der Ventile.

Fig. 1268—1270.

Konstruktion der unrunden Scheiben.



Diagramm, Auslass links, Einlass links, Einlass rechts, Auslass rechts.

Fig. 1271—1275.

Im **Diagramm,** Fig. 1271, ist 0,3 **Füllung** angenommen und bedeutet darin:

v Winkel für das **Voreilen,** *f* Winkel für den **Füllungsgrad,**
a „ „ den **Austritt,** *c* „ „ die **Kompression.**

Man zeichne in Fig. 1272—1275 die **Steuerwelle** im Durchschnitt, den **Ruhekreis** sowie den Halbkreis der Rolle. Soll die Steuerung

von Hand oder vom Regulator verstellt werden können, so sind die beiden Scheiben für die Einlassventile schneckenartig auf der Steuerrolle verschiebbar, anzuordnen, Fig. 1270.

Diese beiden früher allgemein üblichen Konstruktionen hat man verlassen und durch zum Teil recht komplizierte Mechanismen ersetzt.

Der Antrieb der Einlassventile.

Man unterscheidet im allgemeinen:

1. **Zwangläufige** Ventilsteuerung,
2. Steuerung **mit Klinke** (Auslösmechanismus).

Die Hauptfunktionen der modernen Ventilsteuerung: der Anhub, die Eröffnung und der Schluss des Ventiles sind in nachstehendem Schema veranschaulicht.

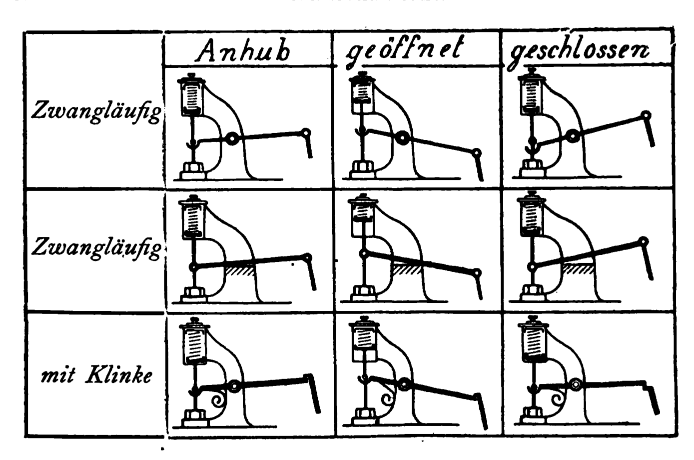


Fig. 1276—1284.

Das **Aufzeichnen einer Ventilsteuerung** im Princip ist eine rein geometrische Aufgabe. Man wähle vorläufig die Excentricität nach S. 288, den Hebelausschlag am Ventil nach S. 258. Darauf sucht man durch Hebelkombination Excenterbewegung und Ausschlaghebel zu verbinden. Besondere Schwierigkeit bietet nur die Vorschrift, dass:

der Regulator die **Füllungen** von 0—0,65 einstellen soll,

die **Voreilung** für alle Füllungsgrade möglichst dieselbe ist, wie z. B. bei der Gooch'schen Coulissensteuerung S. 247,

der **Rückdruck** in jeder Regulatorstellung vermieden ist, vergl. S. 255, 278 und 280.

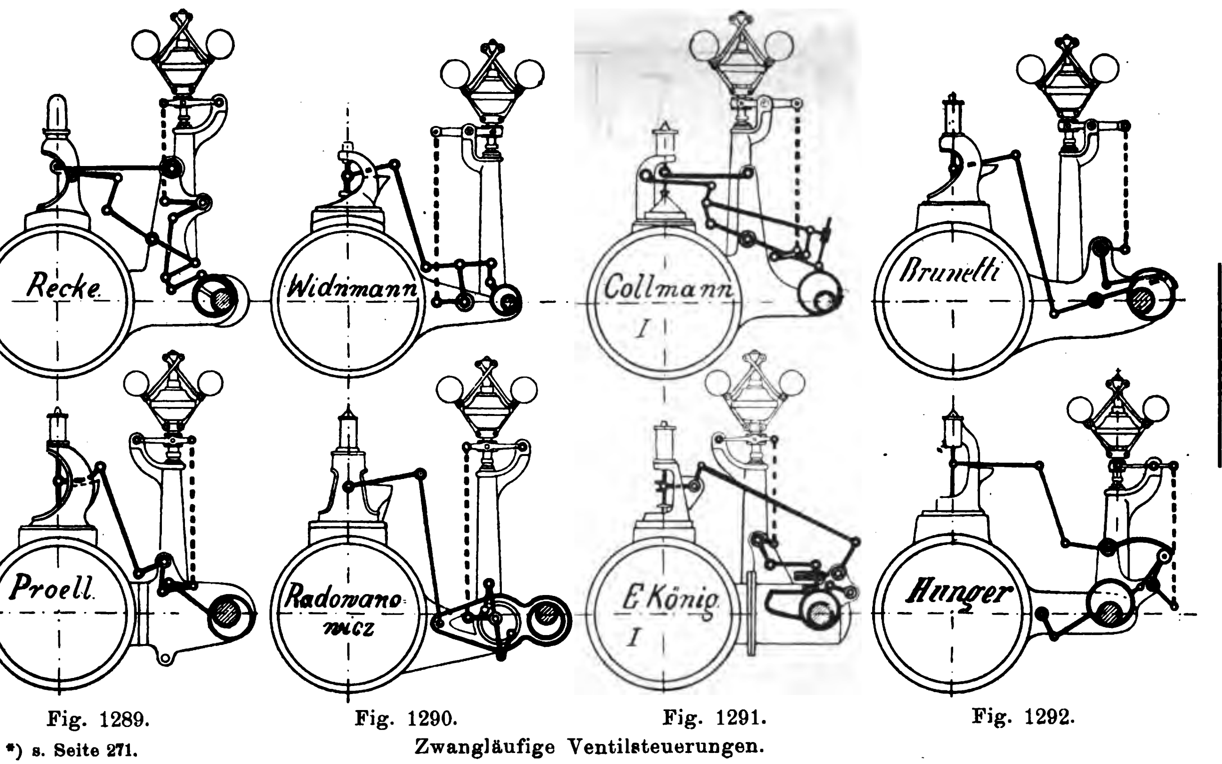


Fig. 1289.*) Fig. 1290. Fig. 1291. Fig. 1292.

Zwangläufige Ventilsteuerungen.

*) s. Seite 271.

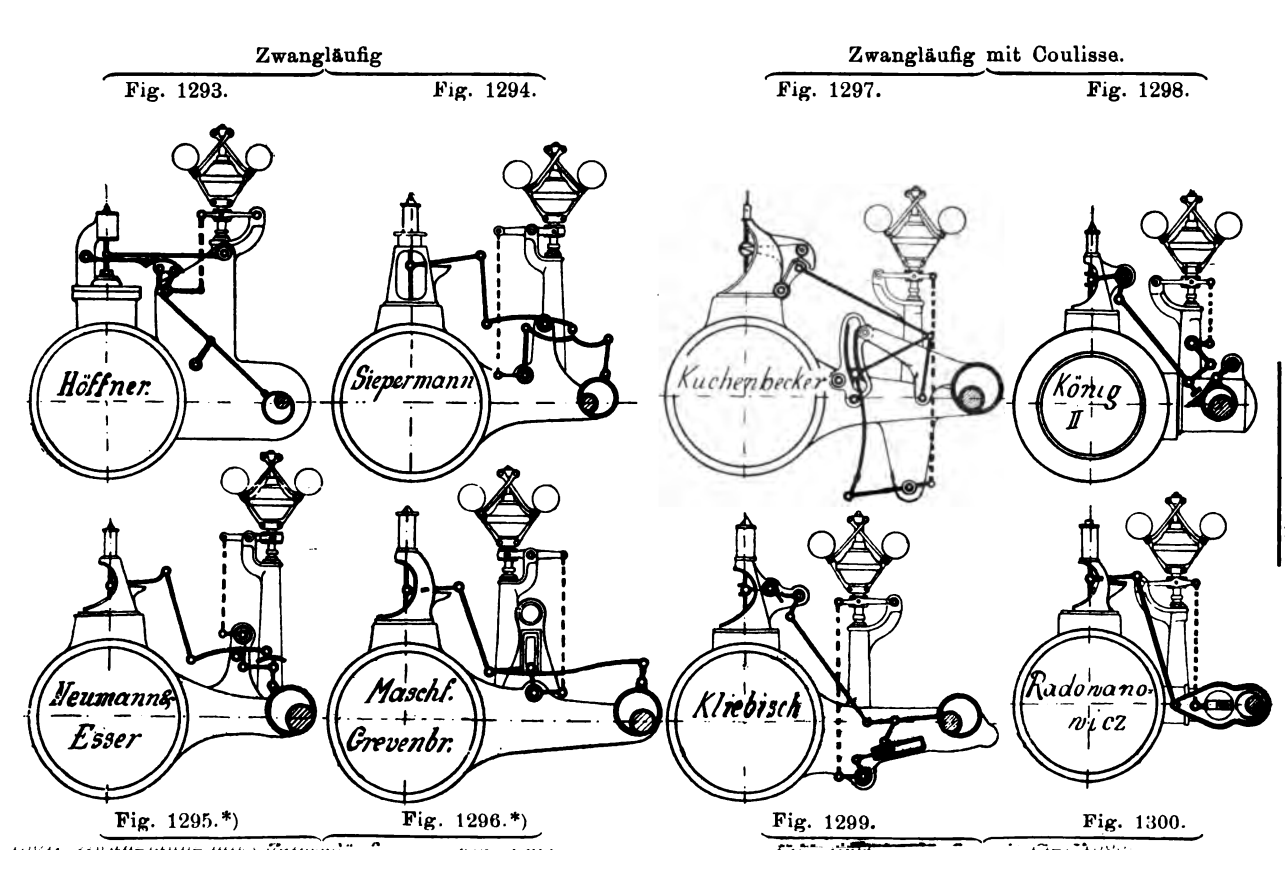


Fig. 1293. Fig. 1294. Fig. 1297. Fig. 1298.

Fig. 1295.*) Fig. 1296.*) Fig. 1299. Fig. 1300.

Mit Klinke

Fig. 1301. Zwangläufig mit Coulisse.

Fig. 1303. Fig. 1304. Fig. 1305.

Hartung

Collmann III

Honnegger.

Sulzer.

König III.

Collmann II.

Woolf.

In Fig. 1285, 1286, 1294—1296 ist noch eine Führung des Excenterbügels nötig, wie z. B. in Fig. 1292 gezeichnet.

Fig. 1302. Zwangläufig mit Coulisse.

Fig. 1306. Fig. 1307.

Mit Klinke.

In Deutschland gelangten im Laufe der Zeit viele hunderte Ventilsteuerungen zur Patentanmeldung. Ende 1894 standen, soviel mir bekannt, noch folgende unter Patentschutz (ohne Gewähr):

Recke, Widnmann, Collmann II, Brunetti Radowanowicz, König, Hunger, Siepermann, Maschinenfabrik Grevenbroich, Hartung, Honegger, Bortermann, Boult, Lang.

Da es zu weit führen würde, alle diese Steuerungen näher zu beschreiben, so seien in nachstehendem nur einige erläutert.

Collmann.

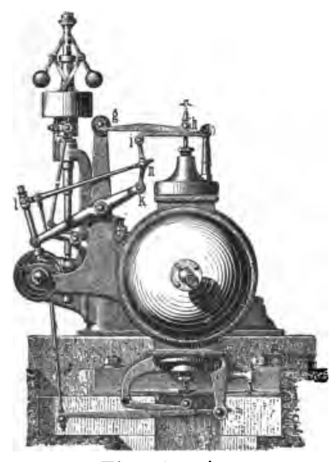


Fig. 1308.*)

Die Steuerung, Fig. 1308, ist im Momente der Eröffnung des Einströmventiles gezeichnet, und bewegt sich die Steuerwelle oben gegen den Cylinder mit gleicher Tourenzahl der Maschine.

Durch das Knie *kni* wird die constante Bewegung von *k*, sowie die vom Regulator aus variable, das Knie durchbiegende Bewegung des Gleitstückes *l*, im Gelenk *i* zur Ventilbewegung vereinigt. Durch die Verschiebung des Gleitstückes *l* wird die Cylinderfüllung zwischen 0 bis 0,9 variabel.

Zur Ventilbewegung ist ein im folgenden beschriebener Gegenhebelmechanismus *i t g h* eingeschaltet.

Im ersten Momente der Ventileröffnung legt sich die Schiene *i t* infolge der Aufwärtsbewegung von *i* bei *h* gegen die Schiene *g h*, wodurch das oben am Cylinder angeordnete Ventil langsam angehoben wird. Im nächsten Bewegungsmoment aber rückt infolge der abwälzenden Bewegung der zwei Schienen der Berührungspunkt derselben gegen *i* vor, und es erfolgt eine sehr rasche Ventilbewegung.

In ähnlicher Weise erfolgt der Ventilschluss sehr rasch, jedoch im letzten Bewegungsmoment (ca. $^1/_4$ bis $^1/_2$ mm vor Schluss des Ventiles) wird infolge der entgegengesetzten Abwälzung der zwei Schienen und der Verlegung des Berührungspunktes derselben nach *h* das Ventil langsam auf seinen Sitz aufgesetzt.

*) Holzschnitt der Görlitzer Maschinenbauanstalt.

Proell.

Zwangläufige Ventilsteuerung.

Dieselbe besteht im wesentlichen aus einem **Excentergetriebe,** welches in einem bestimmten Punkte eine geschlossene Kurve erzeugt, von der aus die Bewegung nach dem

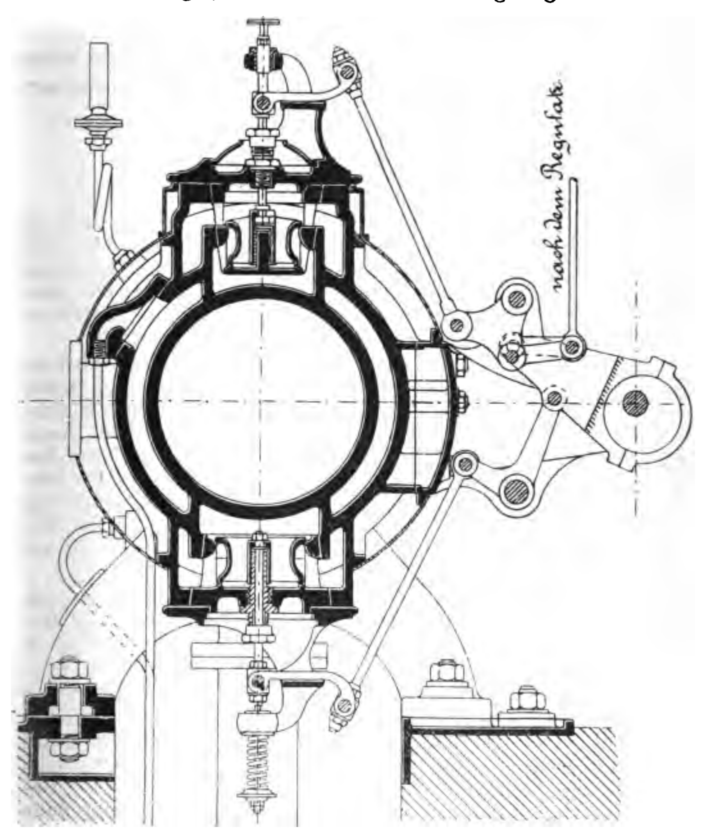


Fig. 1319. ***Proell.***

Einlassventil unter Einschaltung eines vom Regulator verstellbaren **Gegenlenkers** abgeleitet wird. Durch **Abwälzungsbahnen** an den Ventilgehäusen soll die Eröffnungs- und Schlussgeschwindigkeit der Ventile so bemessen sein, dass diese sanft in den Sitz setzen.

Vom Excenter wird gleichzeitig mittels Winkelhebels der Auslass gesteuert.

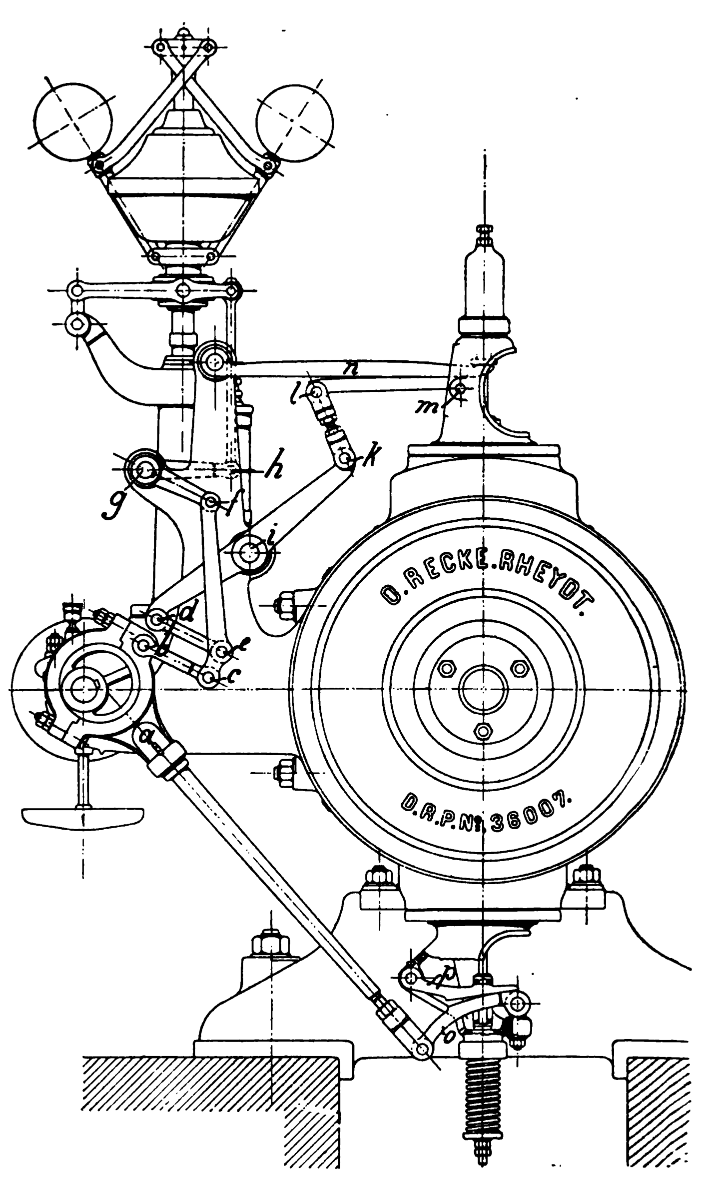


Fig. 1320. *Recke.*

Recke.

Zwangläufige Ventilsteuerung.

Fig. 1320—1321.

Das **Excenter** *a* bewegt vermittelst der Rollhebel *o* und *p* das **Auslassventil** und gleichzeitig durch den Bolzen *b* die **Einlasssteuerung.**

Die im Steuerungsbock drehbar gelagerte und mit dem Regulator durch Hebel *gh* **gekuppelte Axe** *g* trägt den Hebel *gf*, dessen Auge *f* den Stützpunkt des Balanciers *f e c* bildet, der einerseits durch *b c* mit dem Excenterauge *b*, anderseits durch *d e* mit dem doppelarmigen Hebel *d i k* verbunden ist. Bolzen *k* dieses Hebels kuppelt denselben mit den oberen Rollhebeln *l m n*, welche das **Einlassventil bewegen**, *gf*, *d e* und *b c* sind gleich lang und in der Eröffnungsstellung des Einlassventiles parallel.

Die Steuerung ergiebt **konstantes Voreilen,** nahezu **konstante Ventileröffnung** im toten Punkt, bei den ökonomisch brauchbaren Füllungen **reichlichen Ventilhub,** ohne abnorme Voröffnung bei kleinen Füllungen und ohne übergrosse Ventilhübe bei grösseren Füllungen, **konstante** Anhubbeschleunigung des Einlassventiles für alle Füllungen und sehr **geringe Rückwirkung** auf den Regulator.

Schaulinie der Ventilerhebungen,

aufgezeichnet vermittelst eines eisernen Modells der Steuerung.

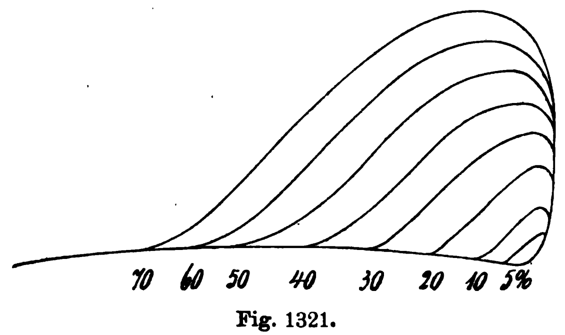


Fig. 1321.

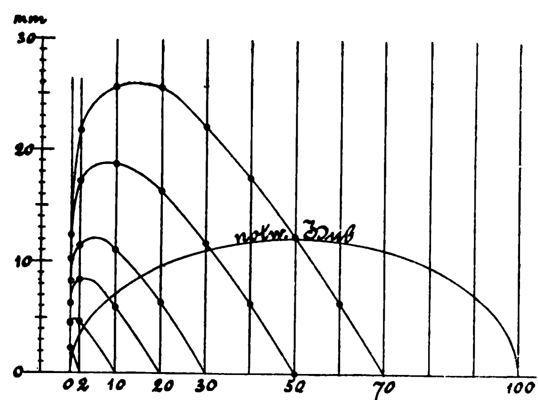


Fig. 1322—1323. *Widnmann.*

Widnmann.

Zwangläufige Ventilsteuerung.

Fig. 1322—1323.

Die **Excenterbewegung** wird von dem festgeführten Excenterring durch einen kurzen Lenker *AB* (doppelt) auf einen Hebel *BFC* übertragen, der sie mittels der Zugstange *CD* an den Ventilhebel abgiebt, und der in seiner Mitte in der Gabel des Hebelarmes *EF* bei *F* drehbar gelagert ist. Der Hebelarm *EF* ist auf die Regulierwelle *E* gekeilt. Durch die Drehung dieser Welle seitens des Regulators, der mit seinem Gestänge bei *R* an dem ebenfalls auf die Regulierwelle gekeilten Hebelarm *ER* angreift, erhält der Arm *EF* und damit auch der Lenker *AB* eine andere Neigung. Durch die geänderte Neigung dieses Lenkers zum Excenter wird die auf den Hebel *BFC* und weiter auf das Einlassventil übertragene Bewegung eine andere, d. h. der Hebel *BFC* und das Ventil kehren früher in ihre Anfangs-(Schluss)lage zurück; der Füllungsgrad ist ein anderer geworden.

Die Führung des Excenterringes geschieht dadurch, dass die Excenterstange an den Auslassventilhebel (Gegenhebel) gehängt ist, der einen festen Drehpunkt hat.

Damit das **Einlassventil** in allen Füllungsgraden bei **derselben Kolbenstellung sich zu öffnen beginnt,** ist die Regulierwelle in den Mittelpunkt des Kreises gelegt, welcher angenähert die Bahn des Punktes *F* ersetzt, die entsteht, wenn man das Excenter und den Einlassventilhebel in die Anfangslage (bei letzterem gleich der Schlusslage) bringt und den Punkt *B* des Hebels *BFC* die den sämtlichen Füllungsgraden entsprechenden Lagen einnehmen lässt. Da sich in dieser Anfangslage die drei Mittellinien *AB, CD, EF* stets in (oder nahe in) einem Punkte, z. B. *M,* schneiden, welcher Füllungsgrad auch eingestellt sein mag, so entsteht in dieser Lage, die dem **Abheben des Ventils unter Dampfdruck entspricht,** kein Seitendruck auf den Regulierhebel *EF,* d. h. **kein Rückdruck auf den Regulator.**

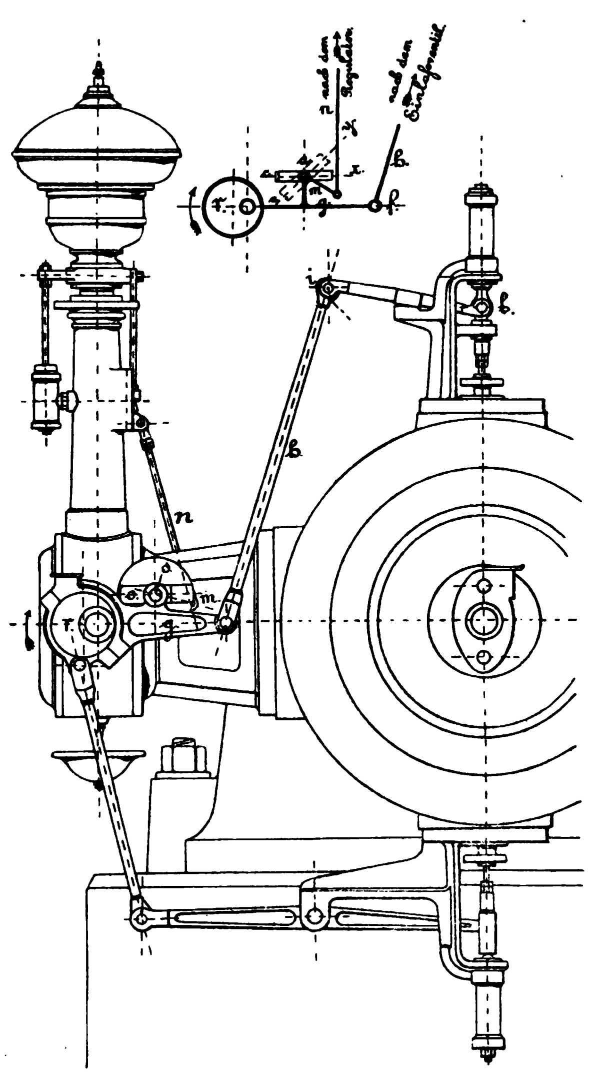


Fig. 1324—1325. *Hartung.*

Hartung.

Zwangläufige Ventilsteuerung.

Fig. 1324—1325.

Bei dieser Steuerung ist folgende Anordnung getroffen.

Auf der **Steuerwelle** sitzt — je einem Ein- und Auslassventil gegenüber — ein **Excenter** *r*, dessen verlängerter Bügel *g* in der Mitte an einem Zapfen *s*, der sich in einer vom Regulator drehbaren Gleitbahn *c* bewegen kann, aufgehängt ist, und welcher am Ende im Zapfen *f* eine Stange *h* aufnimmt, die in Verbindung mit einem frei aufliegenden Doppelhebel *il* den Zusammenhang mit dem Einlassventil herstellt.

Die Zeichnung stellt den Moment dar, in welchem die Maschine im **toten Punkt** steht — das betreffende Einlassventil ist also um das Voreilen geöffnet.

Der Bolzen *s* ist so gelagert, dass durch ein Drehung der Coulissenachse, also auch der Expansionscoulisse, keinerlei Einfluss auf das Voreilen ausgeübt wird.

Die in der Zeichnung dargestellte tiefste Regulatorstellung bewirkt die grösste Cylinderfüllung = 0,9.

Bei eintretender Bewegung der Maschine bewegt sich das Excenter *r* auf der Zeichnung in der Richtung von links nach rechts; es drückt während der ersten Hälfte seiner Drehung den, in der Coulisse *c* durch den Bolzen *s* geführten Arm *g* mit seinem Bolzen *f* unter die Horizontale. — Dadurch wird vermittelst der Stange *h* und des Hebels *il* ein **Öffnen** und **Schliessen** des **Ventils** bewirkt.

Bei dieser Bewegung gleitet der Bolzen *s* in die Coulisse *c*. **Hebt sich der Regulator,** so wird vermittelst der Zugstange *n* die Coulisse von rechts nach links gedreht und der Bolzen *s* nicht mehr horizontal, sondern schräg nach oben geführt, — es kann darum der Punkt *f* während der Öffnungsdauer des Ventils nicht so tief unter die Horizontale gedrückt werden, als in der vorigen, horizontalen Stellung der Coulisse — und hierdurch wird die Öffnungsdauer des Ventils **verkürzt.** — Je höher sich der Regulator hebt, desto schräger stellt sich die Gleitbahn *c* der Coulisse, und um so weniger bewegt sich der Punkt *f* unter die Horizontale. Die höchste Stellung des Regulators lässt eine Bewegung des Punktes *f* unter die Horizontale nicht mehr zu, und bewirkt somit das Schliessen des Ventils = 0,0 Füllung.

König.

Zwangläufige Ventilsteuerung.

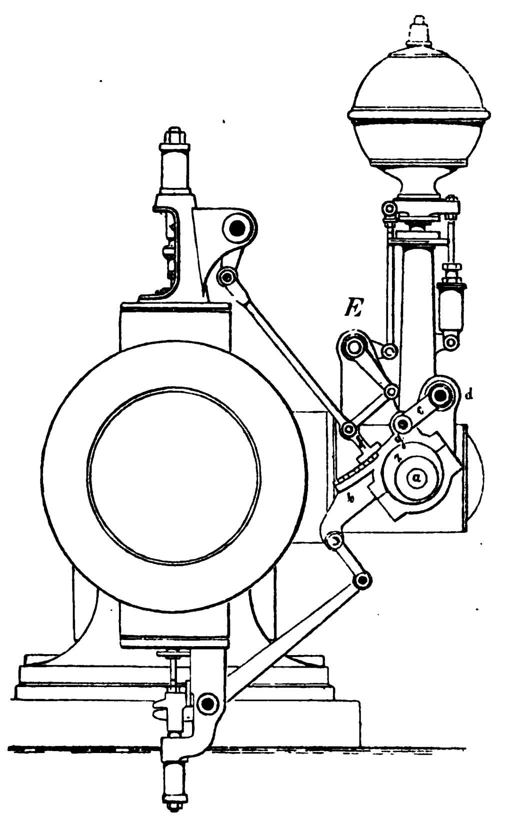


Fig. 1326.

Der Excenterring ist mit einer Nase *b* versehen, in *g* aufgehängt und wird durch den Lenker *c* mit einem festen Drehpunkt *d* so gesteuert, dass die inneren Punkte der Nase *b* sich früher und mit kürzerem Wege senken als die äusseren Punkte derselben, entsprechend kleinen resp. grossen Füllungsgraden, welche Bewegung auf den Doppelhebel mittels Übertragers *f* einwirkt.

Sulzer.

Steuerung mit Auslösmechanismus.

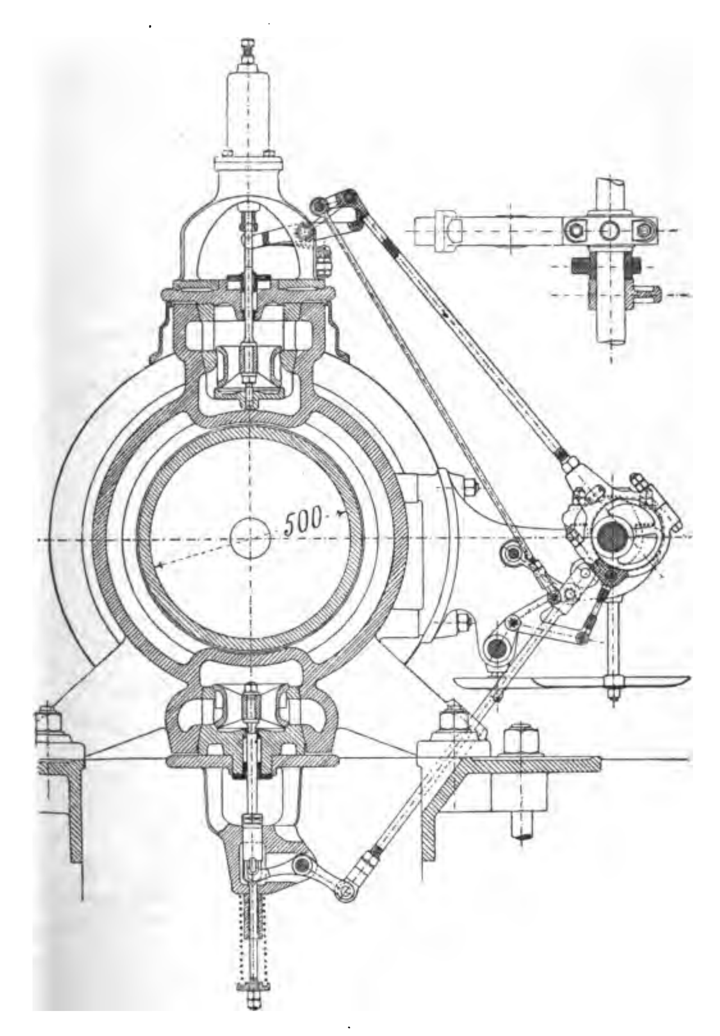
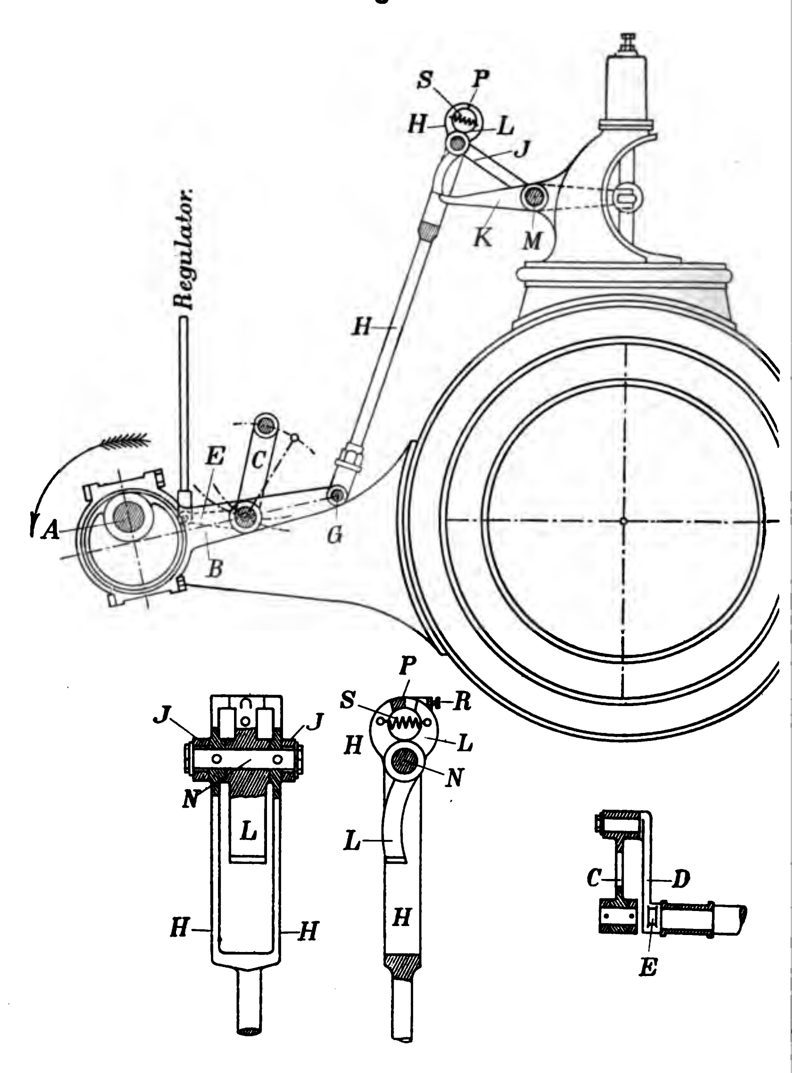


Fig. 1327—1328.

Honegger.

Steuerung mit Klinke.



Honegger.

Die Steuerung besteht in ihren Hauptteilen aus dem Excenter *B*, der Schwinge *C*, der Gegenkurbel *D* mit dem Hebelarm *E*, der Steuerstange *H*, den Lenkern *J*, dem passiven Mitnehmer *K* und dem lose über *N* geschobenen aktiven Mitnehmer *L*

Durch Drehung in der Richtung des Pfeiles beschreibt der durch die Schwinge *C* an der Gegenkurbel *D* aufgehängte Excenter mit seinem äusseren Ende *G*, welches mit der Steuerstange *H* durch die Achse *N* mit den Lenkern *J* verbunden ist, eine geschlossene Kurve.

Über die Achse *N* ist der aktive Mitnehmer *L* lose geschoben, welcher in dem Anschlag *P* durch die Steuerstange *H* bethätigt und mit dieser durch eine Feder in Kontakt gehalten wird. Durch die Stellschraube *R* kann der Eingriff bei beiden Mitnehmern beliebig geregelt werden, so dass bei der Montage die Einstellung der Steuerung die denkbar einfachste ist.

Durch Eingriff des Regulators an der Kurbel *D* können beliebige Füllungen erzielt werden.

Als hauptsächlichste Vorzüge erwähnt der Erfinder:

1. Minimalster Dampfverbrauch, da durch den plötzlichen Schluss der Ventile das Drosseln des Dampfes zwischen denselben und den Ventilsitzen vermieden wird.
2. Grösste Einfachheit, da der aktive Mitnehmer nicht vom Regulator, sondern von der Steuerstange selbst ausgelöst wird, daher Fortfall aller Hebel- und Zugstangen zu diesem Zwecke.
3. Kleinste Reibungsflächen, da die Anzahl der Drehpunkte gegenüber andern Maschinen um die Hälfte verringert, daher hoher Nutzeffekt und wenig Reparaturen.
4. Die Rückwirkung auf den Regulator ist gering, weil die Massen ausgelöst werden.
5. Die Steuerungsteile können leicht und elegant gehalten werden, da dieselben nur auf Zug beansprucht werden.
6. Absolut sicherer Gang der Maschine, da der aktive Mitnehmer bei anormalem Gange automatisch ausweicht.
7. Grösste Gleichförmigkeit der Umdrehungen der Maschine, bei Minimal- wie Maximalbelastung, da das lineare Voreilen bei allen Füllungsgraden konstant bleibt.

Beiläufig sei noch bemerkt, dass man versucht hat, die Ventilsteuerungen durch einen auf der Steuerwelle befestigten Achsenregulator zu regulieren.

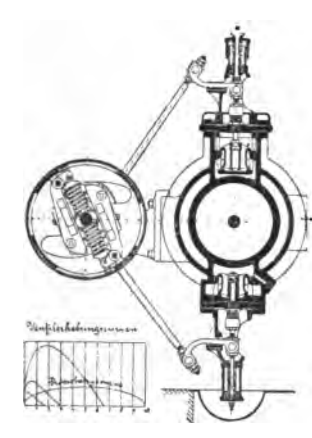


Fig. 1329—1330. *Proell.*

Zwangläufige Ventilsteuerung mit Achsenregulator.

Ein **Achsenregulator** sitzt unmittelbar auf der Steuerwelle und verdreht nach beiden Seiten in gleichem Sinne, aber entgegengesetzter Richtung Excenter, durch welche der Voreilungswinkel und die Excentricität in einer solchen Weise verstellt werden, dass entsprechende Abschlüsse erfolgen. Der Regulator wirkt in unmittelbarster Weise, und wird der Excenterdruck durch 2 Bolzen auf die Ventile übertragen. Ein **Rückdruck** auf den Regulator soll in keiner Weise erfolgen. Das beigefügte Diagramm stellt die Ventilerhebungskurven dar.

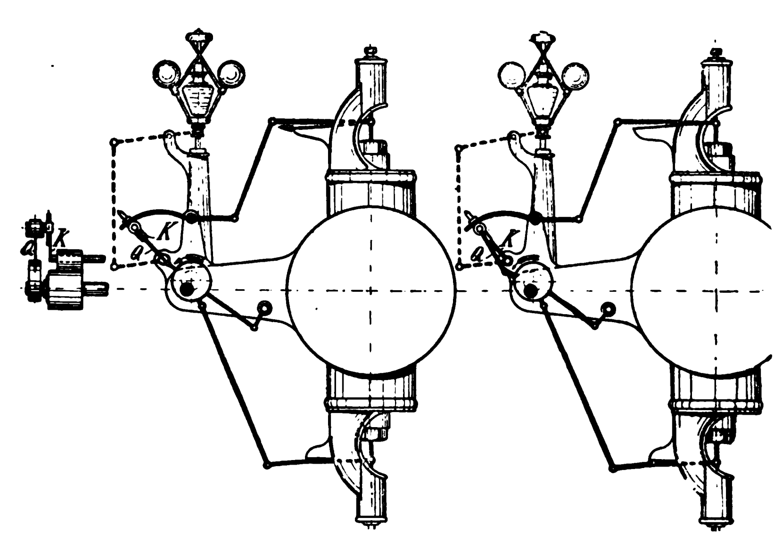


Fig. 1331. Fig. 1332. Theoretische Stellung des Ventilanhubes.

Fig. 1333. Wirkliche Stellung des Ventilanhubes.

Der Rückdruck auf den Regulator.

Bei den meisten Ventilsteuerungen lässt sich ein immerwährendes Zucken des Regulators (während jeder Maschinenumdrehung zweimal) beobachten. Es ist dies die Folge des Rückdruckes auf den Regulator. Beim Entwurf einer neuen Steuerung ist es vor allen Dingen geboten, dafür zu sorgen, dass in allen Regulatorstellungen beim Anhub des Ventiles kein Rückdruck auf das Steuergestänge erfolgt. Am besten macht man sich dies an den Betrachtungen der Seiten 276—277 klar.

Es sei hier eine Ausführung erwähnt, bei der sich ein starker Rückdruck auf den Regulator äussert, obwohl theoretisch ein solcher nicht eintritt. In Fig. 1331—1332 ist die Steuerung im Moment des Anhubes gezeichnet. Excenterstange Q, Regulatorhebel K liegen parallel, ein Rückdruck auf den Regulator also unmöglich.

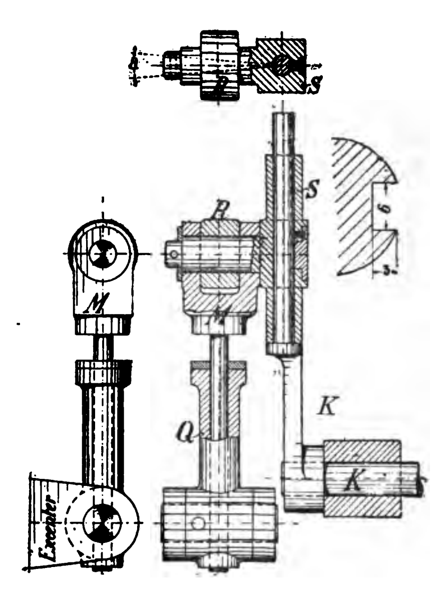


Fig. 1334—1337.
Steuerung des Hochdruckcylinders.
Hierzu Fig. 1331—1333.

Die Maschine hat jedoch den Fehler, dass zum Anheben des Ventiles zu viel Kraft nötig ist. Die Steuergestänge biegen sich durch und der Anhub findet erst später, in der in Fig. 1334 dargestellten Stellung statt, infolgedessen auch der erwähnte Rückdruck auf den Regulator. Der in diesem Falle ausgeführte, einseitige Angriff (Fig. 1334—1337) zeigte nach zwei Monaten Betrieb einen vollständigen Verschleiss und war ein Umbau nötig, so z. B. war die 6 mm breite Nute am Führungsstück S so verschlissen, dass die Rolle R um den Winkel a hin und her schlotterte und zwar nach der kurzen, **zweimonatlichen Betriebszeit!**

Ausführung des Steuergestänges.

Diese richtet sich natürlich nach dem System der Steuerung. Fig. 1338—1352 zeigt die Ausführungszeichnungen des Steuergestänges für eine *Collmann*-Maschine von 400 Cylinderdurchmesser, 800 mm Kolbenhub.

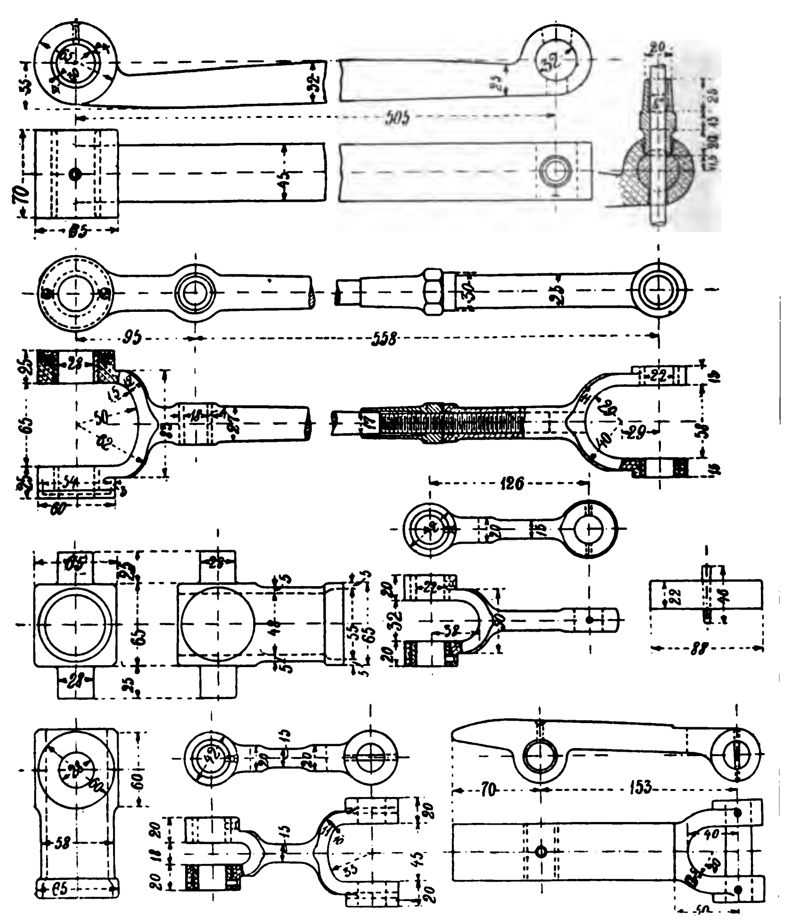
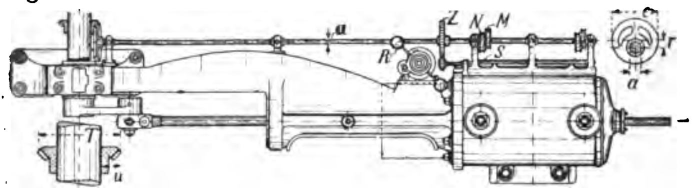


Fig. 1338—1352. Steuergestänge. Material: Flusseisen und Stahl.

Antrieb der Steuerung.

Der Antrieb der Steuerung geschieht in allen Fällen mittels konischer Räder nach Fig. 1353—1355.

Die Masse richten sich mehr nach der Örtlichkeit und dem System der Steuerung, es seien hier nur vorläufige Dimensionen angesetzt.



Z Zahnräder zum Regulatorantrieb, *N* Excenter für Einlass, *M* unrunde Scheibe für Auslass, *S* Achse für Regulatorhebel,

Tabelle 109 und Fig. 1353—1355.

Kolbenhub	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
$a =$	40	45	50	55	58	60	62	65
$r =$	35	38	40	42	44	46	50	55
$e =$	130	150	160	170	180	190	205	220
$b =$	35	38	40	42	44	46	48	50
$T =$	270	290	320	360	400	450	500	550
$u =$	60	65	70	75	80	90	100	120

Das **konische Rad** auf der Achse wird natürlich zweiteilig ausgeführt. Der Regulator steht entweder zwischen Cylinder und Kurbelachse wie in Fig. 1353—1355 oder am Cylinder wie in Fig. 1356.

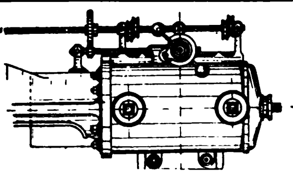


Fig. 1356. Regulatorantrieb.

B. Die Auslassventile.

Der Querschnitt der Auslassventile.

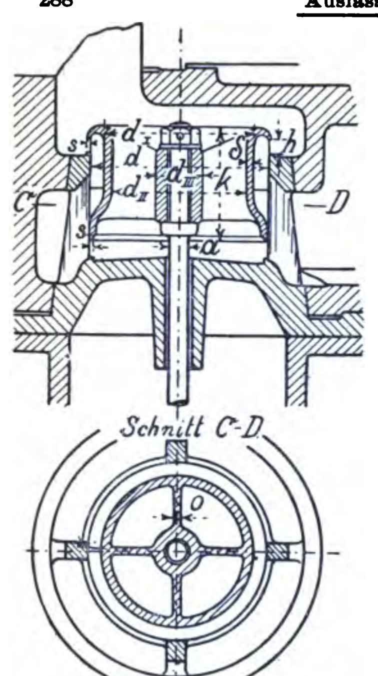
Während wir an den Einlassventilen eine Dampfgeschwindigkeit von 35 m zu Grunde legten, ist es hier ratsam, nicht über 20—22 m zu gehen, damit der freie Durchgangsquerschnitt auch für Kondensationsmaschinen genügt. Bezeichnet hier wieder:

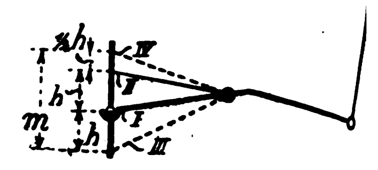
d den Durchmesser des Auslassventiles in Centimeter,
D den Durchmesser des Dampfcylinders in Centimeter,
c die Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sekunde,
v die Dampfgeschwindigkeit in Meter pro Sekunde,

$q = 0{,}72 \cdot d^2 \frac{\pi}{4}$ Quadratcentimeter den freien Durchgangsquerschnitt des Ventiles, so ergiebt sich für $v = 21$:

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{D^2 \frac{\pi}{4} \cdot c}{0{,}72 \cdot 21} = \frac{D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot c}{15}$$

$c =$	2	2,3	2,6	3	3,3	3,6 m pro Sekunde
$\frac{d}{D} =$	0,36	0,39	0,42	0,45	0,47	0,49





I Ventilanhub
II Ventil geöffnet
III „ in Ruhe
IV „ im Maximalhub.

Fig. 1357—1359.
Auslassventil.

Tabelle 110.

Hub der Maschine . .	$H=$	**700**	**800**	**900**	**1000**	**1100**	**1200**	**1400**
Durchm. „ . .	$D=$	**400**	**450**	**500**	**550**	**600**	**700**	**800**
Normal. Kolbengeschw.	$c=$	2,0	2,05	2,1	2,15	2,2	2,3	2,5
Ventildurchmesser . .	$d=$	**150**	**163**	**185**	**206**	**220**	**270**	**320**
	$d_I=$	110	120	136	152	162	200	236
	$\delta=$	7	8	9	10	11	12	13
	$d_{II}=$	96	104	118	132	140	176	210
	$d_{III}=$	40	44	48	53	58	62	65
Freier Querschnitt abz. Rippen in qcm . .	$q=$	135	162	205	256	300	432	636
Ventilhub bei $v=20$ m .	$h=$	13	16	18	19	22	26	30
Grösster Ventilhub .	$1{,}5\,h=$	20	24	27	28	33	39	45
Grösster Ausschlag des Hebels	$m=$	33	40	45	48	55	65	75
Sitzfläche	$s=$	2	2	2	2	2,5	3,5	3,5
Spindeldurchmesser .	$a=$	17	18	20	22	24	26	28
Ventilhöhe	$k=$	75	80	90	100	110	135	160
Zahl der Rippen . .		4	4	4	4	6	6	6
Stärke „ „ . .	$o=$	5	6	7	8	9	10	11

Der Ventilhub.

Zwischen den Sitzflächen können wieder 21 m Geschwindigkeit angenommen werden, hieraus folgt der notwendige Hub eines Doppelsitzventiles

$$h = \frac{D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot c}{2\, d\, \pi \cdot 21} = \frac{D^2 \frac{\pi}{4} \cdot c}{132\, d}$$

angenähert $h = 0{,}1\, d$.

Es ist vorteilhaft, den wirklichen Ventilhub $1{,}5\, h$ zu nehmen.

Der **Antrieb der Auslassventile** soll, wie schon erwähnt, für sich geschehen, also nicht mit dem Mechanismus des Einlassventiles verbunden sein.

Die Konstruktion der unrunden Scheiben ist schon erklärt auf Seite 267. Besonders vorteilhaft ist es, dieselben verstellbar, nach Seite 290 zu machen.

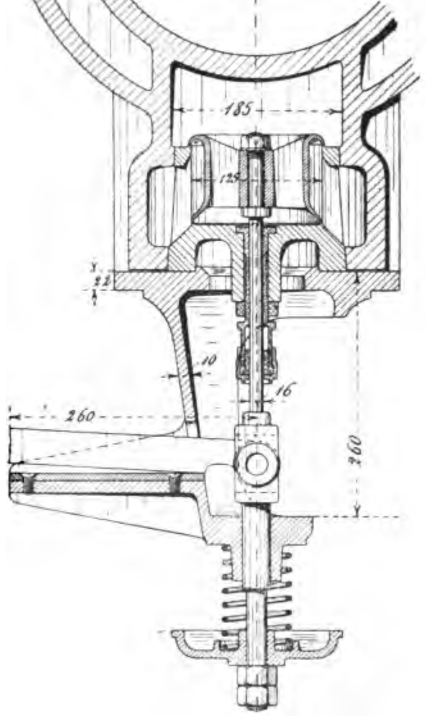


Fig. 1362. Auslassventil für Maschine von 350 Durchmesser.

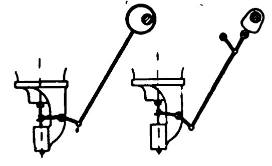


Fig. 1360. Antrieb durch Excenter.
Fig. 1361. Antrieb durch unrunde Scheibe.

Nach Seite 264 sollen die Mittel von Ein- und Auslassventil eine solche Entfernung haben, dass das Ein- und Auslassexcenter bezw. unrunde Scheiben nebeneinander Platz haben.

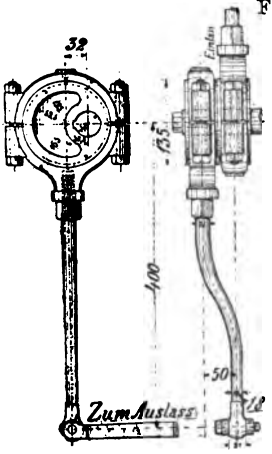
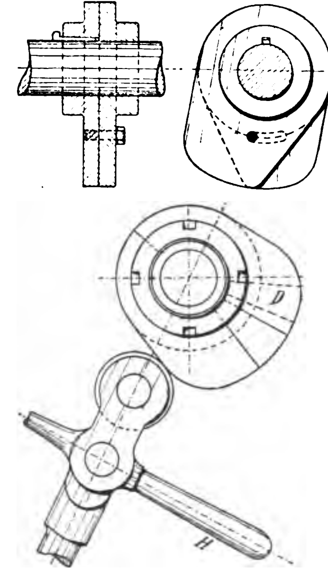


Fig. 1363—1364.

Bei einer im Betrieb befindlichen Maschine war dies nicht der Fall, eine Änderung der Steuerung aber nötig, und ich war gezwungen, ein neues Excenter aufzusetzen und die Excenterstange zu kröpfen. Die Anordnung hat sich gut bewährt; ein Heisslaufen des Excenters trat nicht ein (Fig. 1364).



Unrunde Scheiben für Dampfauslass.

Fig. 1365—1366.
Verstellbare unrunde Scheiben.

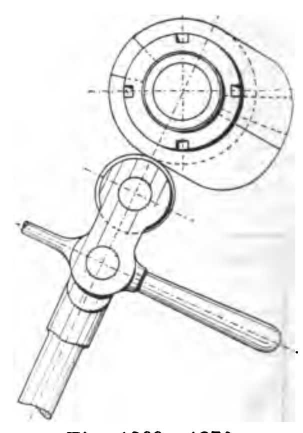
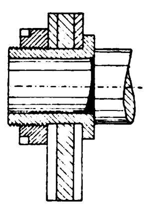


Fig. 1367—1368.
Daumenstellung für geringe Kompression.

Fig. 1369—1370.
Daumenstellung für hohe Kompression.

H Handgriff an der Seite des Hochdruckcylinders zur Erleichterung des Anlassens der Kompoundmaschine.

Durch Herunterdrücken des Hebels gelangt Frischdampf in den Receiver, also auch in den Niederdruckcylinder.





Querschnitt Seitenansicht
zu Fig. 1371—1372.

Abschnitt IV.

Gewichte, Modellkosten.

In den Gewichtstabellen bedeutet:
G Gusseisen, St Stahl, Rtg Rotguss, Wg Weissguss,
Schr Schrauben, E Schmiedeeisen.

Rahmen und Kreuzköpfe.

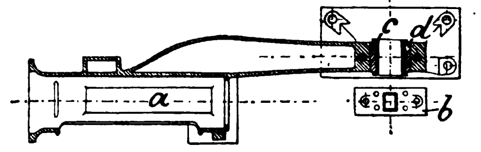


Fig. 1373—1374.



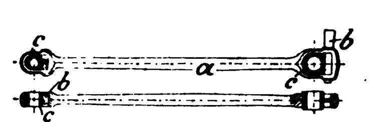
Fig. 1375.

Tabelle 111. Gewichte in Kilogramm.

Maschine		Rahmen. Fig. 1373—1374.									Kreuzköpfe Fig. 1375.		
Hub	Durchmesser	Rahmen *a*	Lagerdeckel *b*	Lagerschalen *c*	Stellkeile *d*	Rahmen komplett mit Deckel *a—d*					Kreuzkopf *e*	Bolzen *f*	Summa
H	*D*	G	G	Rtg	E	G	Rtg	E	Schr	Summa	G	St	
200	**150**	385	—	—	—	385	—	—	—	**385**	7	1	**8**
300	**200**	450	14	6	—	464	6	—	4	**474**	11	1	**12**
400	**250**	575	26	8	5	601	8	5	5	**619**	19	2	**21**
500	**300**	840	41	12	7	881	12	7	7	**907**	29	3	**32**
600	**350**	1150	65	17	8	1215	17	8	8	**1248**	41	5	**46**
700	**400**	1540	100	24	9	1640	24	9	9	**1681**	55	7	**62**
800	**450**	2040	132	32	10	2172	32	10	10	**2224**	70	9	**79**
900	**500**	2760	170	40	11	2930	40	11	11	**2992**	88	11	**99**
1000	**550**	3600	215	50	13	3815	50	13	12	**3890**	130	14	**144**
1100	**600**	4400	260	60	15	4660	60	15	14	**4749**	180	17	**197**
1200	**700**	5280	300	70	17	5580	70	17	16	**5683**	230	20	**250**

Treibstangen, Kurbeln und Kubelzapfen.

Fig. 1376—1379.



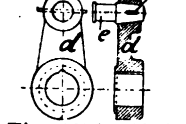


Fig. 1376—1377. Fig. 1378—1379.

Tabelle 112. Gewichte in Kilogramm.

Maschine		Treibstangen. Fig. 1876—1877.				Kurbeln und Kurbelzapfen Fig. 1878—1879.			
Hub H	Durchmesser D	Schaft a E	Keile b St	Lagerschalen c Rtg	$a+b+c$ Summa	Kurbel d E	Finger e St	Keile f St	$d+e+f$ Summa
200	150	11	1,5	1,5	14	—	—	—	—
300	200	19	1,5	2,5	23	—	—	—	—
400	250	30	3	4	37	32	5,8	0,7	38
500	300	45	3	5	53	54	7,5	1,0	62
600	350	64	4	6	74	80	10,7	1,6	92
700	400	85	5	8	98	108	15,4	2,6	126
800	450	112	6	11	129	140	19,2	2,8	162
900	500	170	7	15	192	171	25	4	200
1000	550	220	7	20	247	210	32	5	247
1100	600	283	8	25	314	254	40	6	300
1200	700	342	8	30	380	293	50	7	350

Gusseiserne Kurbel wiegt 20% mehr.

Kolben und Kolbenstange. Fig. 1380.

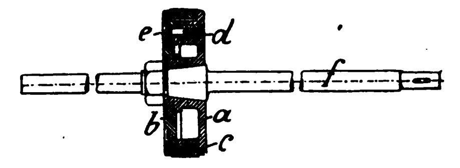


Fig. 1380.

Tabelle 113. Gewichte in Kilogramm.

Maschine Hub	Maschine Durchmesser	Kolbenkörper *a*	Kolbendeckel *b*	Federringe *c*	Kolbenmuttern *d*	Deckelschr. *e*	Kolbenstange *f*	Kolben komplett mit Stange *a*—*f*			
H	*D*	G	G	G	Rtg	St	St	G	Rtg	St	Summa
200	150	7	2	4	—	—	3	13	—	3	16
300	200	9	3	6	—	—	6	18	—	6	24
400	250	12	5	8	—	—	11	25	—	11	36
500	300	15	8	11	—	—	26	34	—	26	60
600	350	20	12	14	2	2	40	46	2	42	90
700	400	30	18	18	2	2	55	66	2	57	125
800	450	42	26	26	3	3	70	94	3	73	170
900	500	55	33	31	3	3	95	119	3	98	220
1000	550	72	43	42	4	4	130	157	4	134	295
1100	600	130	58	57	5	5	180	245	5	185	435
1200	700	250	85	87	6	7	330	422	6	337	765
1400	800	305	115	118	8	9	540	538	8	549	1100
1600	900	460	150	154	10	12	790	764	10	802	1576
1800	1000	427	190	195	12	15	1100	812	12	1116	1940

Dampfcylinder mit Deckel und Stopfbüchsen.

Fig. 1381 – 1382.

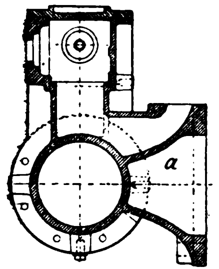


Fig. 1381.

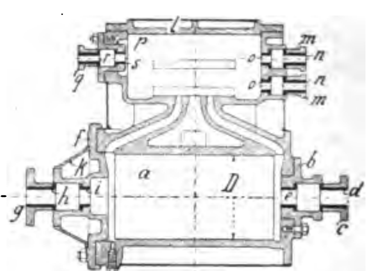


Fig. 1382.

Tabelle 114. Gewichte in Kilogramm.

Maschine Hub *H*	Maschine Durchmesser *D*	Cylinder *a* G	vord. Deckel *b* G	Stopfbüchse *c* G	Büchse *d* Rtg	Grundring *e* Rtg	hint. Deckel *f* G	Stopfbüchse *g* G	Büchse *h* Rtg	Grundring *i* Rtg	Schutzhaube *k* G	Schieber-kastendeckel *l* G
200	**150**	130	6	2	0,3	0,2	10	—	—	—	—	6
300	**200**	215	10	3	0,5	0,3	18	—	—	—	—	13
400	**250**	315	16	4	0,7	0,5	27	—	—	—	—	19
500	**300**	495	22	5	1,0	0.7	43	5	1,2	0,5	10	34
600	**350**	700	29	6	1,3	1,0	65	7	1,5	0,7	14	61
700	**400**	965	36	7	1,6	1,2	95	9	1.8	0,9	18	88
800	**450**	1300	43	8	1,9	1.5	140	11	2	1,1	22	125
900	**500**	1600	51	10	2,2	1,7	200	14	2,2	1.4	26	152
1000	**550**	2000	60	12	2.5	2,0	260	17	2 5	1.7	30	182
1100	**600**	2500	70	14	2 8	2,3	320	20	2,8	2	34	212
1200	**700**	3100	85	16	3	2 6	380	23	3	2,3	38	240

Cylinder **mit Dampfmantel,** Fig. 580—582, wiegt 18 % mehr.

Bemerkung zu Tabelle 114.

Cylinder für H = 200 und 300 hat einfache Schiebersteuerung,

„ „ H = 400—1000 hat Ridersteuerung,

„ „ H = 1100—1200 hat Kolbensteuerung.

Fortsetzung der Tabelle 114.

Stopfbüchse	Büchse	Grundring	Gehäuse	Stopfbüchse	Büchse	Grundring	Schutzmantel	Cylinder komplett mit Deckel und Stopfbüchsen				
m	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*	*s*	*t*	*a — t*				
G	Rtg	Rtg	G	G	Rtg	Rtg	E	G	Rtg	E	Schr	Summa
—	—	—	—	—	—	—	3	154	0.5	3	5	**162**
—	—	—	—	—	—	—	6	259	0,8	6	10	**275**
3	0.6	0,4	7	1,4	0.2	0,2	10	392	2,6	10	14	**419**
3	0.7	0,5	11	2 0	0.2	0 2	18	630	5	18	19	**672**
4	0.8	0 5	14	2,4	0,3	0.2	26	902	6,3	26	25	**959**
5	0,9	0,6	17	2.8	0.4	0 2	37	1242	7,6	37	32	**1319**
6	1,0	0,6	21	3,2	0,4	0,3	48	1679	8,8	48	40	**1776**
7	1,1	0.7	24	3 6	0,5	0,3	60	2087	10,1	60	47	**2204**
8	1,2	0.7	28	4,0	0,5	0,4	73	2600	11,5	73	54	**2739**
9	1.3	0 8	32	4 4	0,6	0.5	86	3215	13	86	61	**3375**
10	1.4	0.9	36	5	0,6	0,6	100	3933	15	100	70	**4118**

Schwungradwelle, Schwungrad u. hinteres Lager.

Fig. 1383—1385.

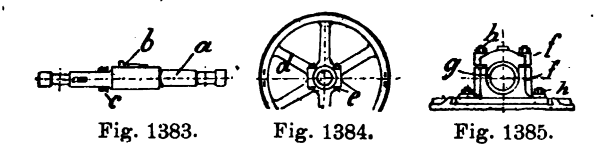


Fig. 1383. Fig. 1384. Fig. 1385.

Tabelle 115. Gewichte in Kilogramm.

Maschine		Schwungradwelle Fig. 1383.				Schwungrad Fig. 1384.			Hinteres Lager Fig. 1385.			
Hub	Durchmesser	Welle *a*	Keile *b*	Reg. Scheibe *c*	$a+b+c$	Schwungrad *d*	Schrumpfr. *e*	$d+e$	Rumpf, Sohlpl. *f*	Schalen *g*	Schrauben *h*	$f+g+h$
H	*D*	St	St	G	Summa	G	E	Summa	G	Rtg	Schr	Summa
200	**150**	—	—	—	—	243	—	243	—	—	—	—
300	**200**	—	—	—	—	567	—	567	—	—	—	—
400	**250**	148	2,5	12,5	**163**	810	—	810	50	6	5	**61**
500	**300**	240	3,5	17,5	**261**	1280	—	1280	110	10	8	**128**
600	**350**	380	4,5	24,5	**409**	1755	20	1775	160	16	10	**186**
700	**400**	570	6	30	**606**	2428	22	2450	210	22	15	**247**
800	**450**	800	7	36	**843**	3376	24	3400	252	28	20	**300**
900	**500**	1020	8	42	**1270**	4724	26	4750	300	35	25	**360**
1000	**550**	1480	11	50	**1541**	6752	28	6780	350	40	30	**420**
1100	**600**	2050	15	60	**2125**	9450	30	9480	440	45	35	**520**
1200	**700**	2720	20	70	**2810**	12828	32	12860	540	55	45	**640**

Riderschieber und Schieberstangen.

Fig. 1386—1388.

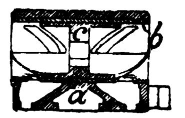


Fig. 1386.

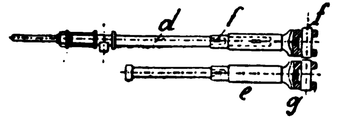


Fig. 1387—1388.

Tabelle 116. Gewichte in Kilogramm.

Maschine		Riderschieber Fig. 1386.				Schieberstangen Fig. 1387—1388.				
Hub H	Durchmesser D	a Grundschieber G	b Büchsen G	c Expansionsschieber G	$a+b+c$ Summa	d Schieberstangen St	e Führungsstücke E	f Keile, Bolzen St	g Stellbacken Rtg	$d+e+f+g$ Summa
200	150	—	—	—	—	3	4	0,5	0,5	8
300	200	—	—	—	—	4	6	0,5	0,5	11
400	250	19	3	2	24	6	10	1	0,5	18
500	300	30	6	4	40	8	16	1	0,5	26
600	350	45	10	7	62	11	24	1,5	1,5	38
700	400	66	15	12	93	14	32	2	2	50
800	450	88	21	16	125	18	40	3	2	63
900	500	110	28	22	160	22	48	3	2	75
1000	550	132	38	30	200	26	56	3,5	2,5	88

Zwei Excenter und zwei Excenterstangen.

Fig. 1389—1392.

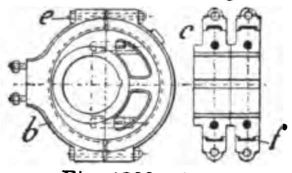


Fig. 1389—1390.

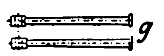


Fig. 1391—1392.

Tabelle 117. Gewichte in Kilogramm.

Maschine		Zwei Excenter. Fig. 1389—1390							Zwei Excenterstangen Fig. 1391—1392
Hub	Durchmesser	Excenterscheiben *a*	Excenterbügel *b*	Bolzen *c*	Zwischenlagen *d*	Schrauben *e*	Futter *f*	Zwei Excenter komplett *a*—*f*	*g*
H	*D*	G	G	E	Ms	Schr	Wg	Summa	E
200	150	4,5	8,5	—	0.2	1	—	14	4
300	200	5.5	11.5	—	0,2	1.2	—	18	7
400	250	8	16	0.7	0.3	1,5	3	30	10
500	300	14	29	1.0	0,3	2,0	6	52	17
600	350	20	45	1,0	0.4	2,4	9	78	27
700	400	28	66	1,5	0,5	3,0	12	111	42
800	450	35	92	1,7	0,5	3,2	14	147	57
900	500	44	117	2,1	0,6	3.3	18	185	72
1000	550	55	145	2,5	0,7	4,0	20	227	88
1100	600	62	175	3	0,8	4.8	24	270	104
1200	700	77	200	3.5	0,9	5.5	28	315	120

Schieberstangenführungsböcke

mit Regulatorsäulen, Konsolen, kon. Rädern, Wellen u. Hebeln

(exkl. Regulator und Spindel). Fig. 1393—1394.

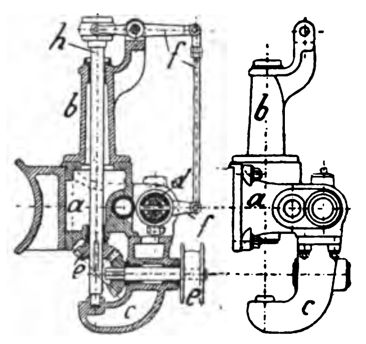
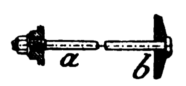


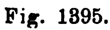
Fig. 1393—1394.

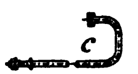
Tabelle 118. Gewichte in Kilogramm.

Maschine		Führungsbock	Säule	Konsol	Büchsen	Räder, Riemsch.	Hebel	Wellen, Büchsen	Schieberstangenführungsbock und Regulatorantrieb komplett					
Hub	**Durchmesser**	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*a* — *g*					
H	*D*	G	G	G	Rtg	G	E	St	G	Rtg	E	St	Schr	**Summa**
400	**250**	32	12	15	8	14	5	3	73	8	5	3	2	**91**
500	**300**	50	18	18	11	17	7	3	103	11	7	3	3	**127**
600	**350**	75	23	21	15	20	10	4	139	15	10	4	4	**172**
700	**400**	98	30	24	18	24	12	4	176	18	12	4	5	**215**
800	**450**	122	38	28	21	27	15	5	215	21	15	5	6	**262**
900	**500**	146	47	31	24	29	17	5	253	24	17	5	7	**306**
1000	**550**	170	55	35	28	32	20	6	292	28	20	6	8	**354**

Sämtliche Fundamentanker, Schutzstange und Schaltwerk. Fig. 1395—1397.







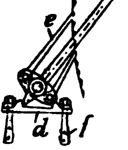


Fig. 1395. Fig. 1396. Fig. 1397.

Tabelle 119. Gewicht in Kilogramm.

Maschine		Sämtliche Fundamentanker Fig. 1395.			Schutzstange Fig. 1396	Schaltwerk. Fig. 1397			
Hub	Durchmesser	Platten b	Anker a	b + a	c	Augenlager d	Hebel e	Steinschraub. f	Schaltwerk komplett d + e + f
H	D	G	E	Summa	E	G	E	Schr	Summa
200	150	20	16	36	—	—	—	—	—
300	200	20	22	42	—	—	—	—	—
400	250	64	30	94	5	20	10	6	36
500	300	80	60	140	7	20	10	6	36
600	350	150	90	240	10	25	12	8	45
700	400	180	120	300	13	25	12	8	45
800	450	280	160	440	16	35	16	12	63
900	500	280	200	480	20	35	16	12	63
1000	550	340	250	590	25	45	20	16	81
1100	600	400	300	700	30	45	20	16	81
1200	700	460	350	810	35	50	25	20	95

Rekapitulation der Gewichtstabellen.

Tabelle 120.

Maschine H	Maschine D	Gusseisen G	Rotguss Rtg	Schmiedeeisen E	Stahl St	Schrauben Schr	Gewicht ohne Schwungrad und ohne Regulator kg	Regulator kg	Schwungrad kg	Armatur, Ventile etc. kg	Tot.-Gewicht mit Ridersteuerung ohne Kondensator kg	Kondensator kg	Tot.-Gewicht mit Kondensator kg	Speisepumpe mit Excenter kg
400	**250**	1293	29	148	183	34	**1687**	50	810	30	**2600**	—	—	40
500	**300**	1970	44	242	296	45	**2597**	80	1280	40	**4000**	800	**4800**	50
600	**350**	2805	64	352	464	57	**3742**	110	1775	50	**5700**	1400	**7100**	70
700	**400**	3837	84	472	683	72	**5148**	140	2450	70	**7800**	1600	**9400**	100
800	**450**	5050	106	623	943	91	**6813**	170	3400	80	**10500**	2000	**12500**	140
900	**500**	6456	130	788	1203	105	**8682**	210	4750	90	**13800**	2500	**16300**	190
1000	**550**	8243	156	945	1692	124	**11160**	250	6780	100	**18200**	3000	**21200**	240
Material in Proz.		77	1,5	8,5	11	2	100 % (ohne Schwungrad) bei der Maschine 400 Hub.							
		74	1,4	8,5	15	1,1	100 % „ „ „ „ „ 1000 „							

Modellkosten

(komplett mit Kernkasten) in Mark, der in Abschnitt III behandelten Normalien.

(Für Maschinen von 400 bis 1000 Hub mit Ridersteuerung.)

Tabelle 121.

Kolbenhub	**400**	**500**	**600**	**700**	**800**	**900**	**1000**
Cylinderdurchmesser	**250**	**300**	**350**	**400**	**450**	**500**	**550**
Rahmen m. Lagerdeckel u. Lagerschal.	250	264	285	300	320	350	390
Kreuzkopf	25	30	38	44	50	60	65
Lagerschalen zur Treibstange	5	6	7	8	9	10	12
Cylinder mit Deckel u. Stopfbüchsen	195	210	220	240	260	280	300
Kolben mit Deckel und Ringen	24	26	29	31	35	40	45
Hinteres Lager	33	36	41	46	55	60	70
Riderschieber	70	75	80	85	95	105	115
Stellbacken d. Gelenkst. d. Schieberst.	1	1	1	2	2	2	2
Excenter mit Bügel	30	35	40	45	50	57	65
Schieberstangenführ., Regulatorsäule kon. Räder, Büchsen u. Riemensch.	70	80	90	105	115	130	150
Ankerplatten	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Schaltwerk	9	9	10,5	10,5	12,5	12,5	12,5
Speisepumpe	120	130	140	150	160	170	185
Summa in Mark	835	905	985	1070	1165	1280	1415

Die Modelle sind so eingerichtet, dass die Maschine rechts oder links bauen kann.

Abschnitt V.

Effektberechnung.

a. Berechnung der indizierten Leistung.

(Beispiel s. Seite 312.)

Es bezeichne:

N_i die **indizierte** Leistung in Pferdestärken,

$N_e = \eta \cdot N_i$ die **effektive** oder Nutzleistung in Pferdestärken,

Q die **wirksame Kolbenfläche** in Quadratcentimeter,

H den **Kolbenhub** in Meter,

n die Anzahl der **Umdrehungen** pro Minute,

c die **Kolbengeschwindigkeit** in Meter pro Sekunde,

h den **Füllungsgrad** bezogen auf $H = 1$,

p die mittlere **Eintrittsspannung** in Atm. abs.,

k den **Spannungskoeffizienten,** abhängig von der Füllung h und der Grösse des schädlichen Raumes s,

s die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des **schädlichen Raumes** auf einer Seite, bezogen auf $H = 1$,

p_m den **mittleren** für den Kolben wirksamen **Dampfüberdruck** auf einer Seite in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

p_0 den Gegendruck des abziehenden Dampfes in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

σ die auf die Kolbenfläche reduzierte **Summe der Arbeitsverluste** durch Kompression, Drosselung des Eintrittsdampfes, verfrühten Austritt und Gegendruck des austretenden Dampfes bei Beginn des Austritts in Kilogramm pro Quadratcentimeter, S. 305,

o ist:

$$c = \frac{2\,H n}{60} = \frac{H n}{30}; \quad n = \frac{30\,c}{H};$$

$$Ni = \frac{Q\,c\,p_m}{75};$$

der mittlere Kolbenüberdruck:

$$p_m = kp - (p_0 + \sigma).$$

Der **Spannungskoeffizient** bestimmt sich nach:

$$k = h + (h + s) \text{ log. nat. } \frac{1 + s}{h + s}; \quad \textbf{Tabelle 131.}$$

Indizierte und effektive Pferdestärken.

Mit indizierten Pferdestärken bezeichnet man die Arbeit des Dampfes im Dampfcylinder, mit effektiven Pferdestärken die Arbeit, welche von der Hauptachse der Dampfmaschine an die Transmission abgegeben wird. Die effektive Leistung ist 10—20 % kleiner als die indizierte Leistung.

Der Wirkungsgrad η *)

ist das Verhältnis der effektiven zur indizierten Leistung, also

$$\eta = \frac{N_e}{N_i}, \qquad N_e = \eta \cdot N_i; \qquad N_i = \frac{N_e}{\eta}.$$

Die Differenz der indizierten Leistung und der Nutzleistung, also $N_i - N_e$, ist die Arbeit, welche die Maschine in sich verbraucht. Früher war man der Meinung, dass diese Arbeit mit der Grösse der Belastung wächst, dass dieselbe also bei voller Belastung der Maschine viel grösser ist als beim Leerlauf; die neueren Versuche haben jedoch gezeigt, dass die Differenz $N_i - N_e$ bei voller Belastung gar nicht oder sehr wenig grösser ist, als beim Leerlauf der Maschine.

Auch der **Wirkungsgrad** η hat sich bei den neuen Versuchen grösser ergeben, als man früher annahm, besonders auch zu Gunsten der Mehrfach-Expansionsmaschine.

Man geht deshalb nicht weit fehl, wenn man die Wirkungsgrade aller Maschinengattungen in gebräuchlichen Ausführungen gleich gross annimmt und nur die Grösse der Maschine berücksichtigt.

Wirkungsgrad η für alle Maschinengattungen.

Tabelle 123. Durchschnittswerte nach neueren Versuchen.

Leistung in PS =	2 bis 20	20 bis 50	50 bis 100	100 bis 200	200 bis 500	500 bis 1000
Maximalleistung .	0,87	0,88	0,89	0.90	0,91	0,92
Normalleistung .	**0,85**	**0,86**	**0,87**	**0,88**	**0,89**	**0,90**
halbe Leistung . .	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
Leerlauf	0	0	0	0	0	0

Beispiel. Eine Dampfmaschine soll normal 180 effektive Pferdestärken leisten, welche indizierte Leistung ist der Berechnung zu Grunde zu legen? Nach Tabelle 123 ist $\eta = 0{,}88$, also $N_i = \frac{180}{0{,}88} = 205$. (Wird die Maschine nur halb belastet, so sinkt der Wirkungsgrad auf 0,83.)

Der mittlere Kolbenüberdruck p_m

Der Dampfdruck auf den Kolben ist sowohl an der Frischdampfseite als auf der Abdampfseite in den verschiedenen Kolbenstellungen verschieden gross.

Das p_m giebt uns nun für die Frischdampfseite den mittleren (Durchschnitts-)Druck an, abzüglich des mittleren Gegendruckes der Abdampfseite, p_m ist also der mittlere **wirksame Kolbenüberdruck** in Atm. oder Kilogr. pro Quadratcentimeter Kolbenfläche.

---

*) S. auch Seite 311.

Die Arbeitsverluste.

Das in Fig. 822 auf Seite 164 dargestellte Diagramm, bei welchem $p_m = kp - p_0$, lässt sich in Wirklichkeit nicht erreichen, wegen der in nachstehendem angegebenen **Verluste.** Diese sind aber nur als Verluste in der Diagrammfläche, nicht auch direkt als Dampfverluste anzusehen.

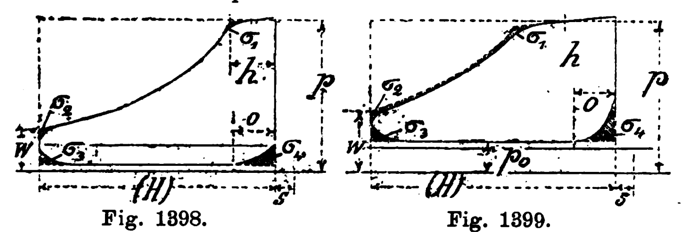


Fig. 1398. Fig. 1399.

Es bezeichne (auf die Kolbenfläche resp. den ganzen Kolbenweg reduciert):

σ_1 Arbeitsverlust durch **Drosselung** des Eintrittsdampfes,
σ_2 „ „ **verfrühten Austritt,**
σ_3 „ „ **Gegendruck** des abziehenden Dampfes,
σ_4 „ „ **Kompression,**
σ_5 „ „ **Spannungsabfall** bei Kompoundmaschinen,

$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5$ die Summe dieser Verluste.

Werte der Drosselung σ_1. Tabelle 124.

Füllung . . . h	0,05	0.10	0,15	0,20	0 30	0,40	0,50	0,60	0,70
Ohne Dampfhemd	0,08	0,10	0,12	0,15	0 18	0,20	0,24	0,26	0,28
Mit Dampfhemd .	0,03	0,04	0.05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,15

Der Arbeitsverlust σ_1 durch Drosselung des Eintrittsdampfes wächst mit der Grösse des Füllungsgrades h und gelten die Werte in Tabelle 124 für Maschinen mit gewöhnlicher Schiebersteuerung (Meyer, Rider etc.).

Werte des verfrühten Austritts σ_2. Tabelle 125.

Verfrühter Austritt	Ohne Kondensation Endspannung w in At. abs.				Mit Kondensation Endspann. w in At. abs.		
	1,2	2	3	4	1	2	3
0,02	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,05	0,000	0,005	0,010	0,015	0,005	0,008	0,010
0,10	0,003	0,015	0,030	0,040	0.020	0,025	0,030
0,20	—	0,080	0 090	0,100	0,060	0,080	0,090
0,30	—	0.100	0,130	0,150	—	—	—

Bis 2% **verfrühten Austritt** ist der **Arbeitsverlust σ_2** verschwindend klein. Manche Steuerungen bedingen jedoch einen noch früheren Austritt des expandierenden Dampfes, (z. B. einfache Schiebersteuerung für kleine Füllungsgrade, Coulissensteuerung etc.).

Werte des Gegendruckes σ_3.

Tabelle 126.

Inneres Voreilen	Ohne Kondensation Endspannung w in At. abs.				Mit Kondensation Endspann. w in At. abs.		
v_0	1,25	2	3	4	1	2	3
$v_0 = a$	0,000	0,003	0,010	0,030	0.005	0,010	0,020
$v_0 = 0{,}5\,a$	0,005	0,008	0,015	0,040	0,010	0,050	0,080
$v_0 = 0{,}2\,a$	0,020	0,030	0,040	0,070	0,040	0,080	0,120
$v_0 = 0$	0,040	0.090	0,100	0,120	0,080	0,100	0,180

Der **Arbeitsverlust** σ_3 durch Gegendruck des abziehenden Dampfes bei Beginn des Austrittes ist abhängig vom inneren Voreilen v_0 und der Endspannung w.

Werte der Kompression σ_4.

Tabelle 127. Ohne Kondensation ($p_0 = 1{,}15$).

Kompression c	Schädliche Räume s.								
	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,025	0.016	0,015	0,014	0,013	0 012	0,009	0,008	0,006	0,005
0 050	0,044	0 039	0 034	0 029	0.024	0,019	0,016	0,013	0,010
0,075	0,065	0,060	0,055	0,050	0,045	0,040	0.034	0,027	0,020
0,100	0,109	0,097	0.080	0,063	0,056	0,053	0,049	0,048	0,047
0,150	—	0,190	0,164	0,138	0,120	0,102	0,088	0,075	0,070
0,200		—	0,244	0 228	0 204	0,180	0,160	0,140	0,120
0,250			—	0,312	0.288	0,265	0,248	0,230	0,210
0,300				—	0,375	0,351	0,333	0,315	0,264

Tabelle 128. Mit Kondensation ($p_0 = 0{,}22$).

Kompression c	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,025	0,002	0.002	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
0,050	0,005	0,004	0,003	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001
0,075	0,010	0,009	0,008	0,006	0,004	0,003	0,002	0,001	0,001
0,100	0,020	0,018	0,015	0,011	0,009	0,007	0,005	0,003	0,002
0,150	0,037	0,033	0,029	0,024	0,020	0,018	0,016	0,014	0,012
0,200	0,058	0,054	0,047	0,040	0,036	0,032	0,028	0,024	0,022
0,250	0,077	0,072	0,065	0,057	0,054	0,051	0,045	0,037	0,034
0,300	0,108	0,099	0,087	0,075	0,068	0,060	0 057	0,054	0,051

Der in Tabelle 127 und 128 angegebene **Arbeitsverlust σ_4 durch Kompression** ist abhängig von der Kompressionsdauer c und der Gegendruck-Dampfspannung p_0. Die Grösse des schädlichen Raumes richtet sich nach der Konstruktion der Steuerung, vergl. Seite 110 und 310.

Der Arbeitsverlust σ und Gegendruck p_o
für normale Verhältnisse.

Für die normale Leistung.
Tabelle 129.

	Eincylindermaschine		Kompound	Dreifach
	Auspuff *) mit Dampfhemd	Kondensat. und Dampfhemd	Kondensat. und Dampfhemd	Kondensat. und Dampfhemd
$\sigma_1 =$	0,05	0,05	0,10	0,12
$\sigma_2 =$	0,00	0,00	0,00	0,00
$\sigma_3 =$	0,01	0,01	0,01	0,01
$\sigma_4 =$	0,04	0,02	0,02	0,02
$\sigma_5 =$	—	—	0,16	0,20
$\sigma =$	0,10	0,08	0,19	0,40
$p_o =$	1,15	0,22	0,21	0,20
$p_o + \sigma =$	**1,25**	**0,30**	**0,50**	**0,55**

Für die Maximalleistung.
Tabelle 130.

	$h = 0,6$, $p = 7$ Atm. abs. Eincylindermaschine		Hochdruck $h' = 0,5$ Kompound	Hochdruck $h'' = 0,3$ DreifachExp.
	Auspuff **) mit Dampfhemd	Kondensat. und Dampfhemd	Kondensat. und Dampfhemd	Kondensat. und Dampfhemd
$\sigma_1 =$	0,14	0,14	0,13	0,17
$\sigma_2 =$	0,00	0,00	0,00	0,00
$\sigma_3 =$	0,07	0,08	0,08	0,09
$\sigma_4 =$	0,04	0,03	0,03	0,02
$\sigma_5 =$	—	—	0,21	0,42
$\sigma =$	0,25	0,25	0,45	0,65
$p_o =$	1,20	0,35	0,30	0,25
$p_o + \sigma =$	**1,45**	**0,60**	**0,75**	**0,95**

*) ohne Dampfhemd ist $\sigma_1 = 0,14$ und $p + \sigma = 1,35$.

**) „ „ „ $\sigma_1 = 0,26$ „ $p + \sigma = 1,57$.

Der Spannungskoefficient *k*

ist die Zahl, mit welcher die Eintrittsspannung multipliziert werden muss, um den mittleren theoretischen Kolbendruck auf die Arbeitsseite des Kolbens zu erhalten. Vom Produkt $k \cdot p$ sind also der mittlere Gegendruck des Abdampfes und die in den Diagrammen auf Seite 305 schraffierten Verluste schon abgezogen.

Tabelle 131. Spannungskoefficient.

Füllung	Schädliche Räume *s*								
h	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
0,00	0.079	0,107	0 130	0,152	0,172	0,191	0.210	0,226	0,240
0,02	0,151	0,173	0.190	0,210	0,230	0.250	0.263	0,276	0.289
0,04	0,204	0,232	0.250	0.268	0,280	0.292	0,302	0,314	0.328
0,06	0,255	0,273	0,292	0.303	0.321	0,332	0.343	0,353	0,366
0,08	0,305	0,321	0.337	0.348	0.363	0.371	0.383	0,392	0,403
0,10	0.356	0,369	0.381	0.392	0,403	0,412	0,422	0,432	0,440
0,12	0,394	0,406	0,417	0.427	0,437	0.446	0,455	0,464	0.472
0,14	0,431	0,442	0 452	0.462	0.470	0.479	0,487	0,495	0.503
0,16	0.467	0,477	0,486	0,496	0.502	0.511	0,518	0,525	0,533
0,18	0.502	0,513	0.519	0,529	0,533	0.542	0,548	0,554	0.562
0,20	0,535	0,545	0,552	0,559	0.565	0,571	0.577	0 584	0,590
0,22	0,564	0,573	0,578	0.586	0 592	0,597	0,603	0.609	0,615
0,24	0,592	0,600	0,606	0,612	0 615	0,622	0.628	0,633	0,639
0,26	0,619	0,626	0.631	0,637	0,643	0,646	0,652	0,656	0,662
0,28	0,645	0.651	0,655	0,661	0,667	0,671	0,675	0.678	0,683
0,30	0.670	0,675	0,680	0,685	0,689	0,692	0,696	0,700	0.704
0,32	0,693	0,697	0,702	0,706	0,710	0,714	0,718	0,721	0,725
0,34	0.715	0,718	0.723	0,726	0,730	0,734	0,738	0,741	0,745
0,36	0,736	0,738	0.743	0,745	0.749	0,753	0,757	0,760	0,764
0,38	0,756	0,757	0,762	0,763	0,767	0,772	0,775	0,778	0,782
0,40	0,773	0,775	0,779	0,781	0,784	0,787	0,794	0,797	0 800
0,42	0,791	0,792	0,794	0.798	0,801	0,803	0,810	0,812	0,815
0,44	0.808	0,809	0 810	0,814	0,817	0,818	0,824	0,826	0,829
0,46	0,824	0,825	0,827	0,829	0.832	0,834	0,837	0.839	0,842
0.48	0,838	0,839	0,841	0,843	0 845	0,847	0,849	0 851	0,854
0,50	0,850	0,852	0,854	0,856	0,857	0,858	0,862	0 864	0,866
0,55	0,879	0,881	0,883	0 885	0,886	0,887	0,889	0,890	0.891
0,60	0,906	0,908	0.910	0,912	0,913	0,913	0,914	0.915	0,916
0,65	0,927	0,929	0,931	0 932	0,933	0,934	0,935	0,935	0,936
0,70	0,947	0,949	0,951	0,952	0,953	0,953	0.954	0,954	0,955
0,75	0,962	0,964	0,966	0,967	0 968	0,968	0,968	0 968	0,973
0,80	0,976	0,978	0,980	0.980	0,981	0,981	0,981	0,981	0,981
0.90	0.994	0.995	0.995	0,995	0,996	0,997	0.997	0 998	0.998

Beispiel. Gegeben: Füllung $h = 0,2$, schädlicher Raum $s = 7\%$, so ist der Spannungskoefficient $k = 0,571$.

Werte der Füllungen h bei gegebener Endspannung w

unter Berücksichtigung der Grösse des schädlichen Raumes von 3 bis 7 Prozent, $h = \frac{w(1+s)}{p} - s$.

Tabelle 132.

Atm.abs.	p = 8 Atm. abs.			p = 7 Atm. abs.			p = 6 Atm. abs.			p = 5 Atm. abs.			p = 4 Atm. abs.		
w	s = 3 %	5 %	7 %	3 %	5 %	7 %	3 %	5 %	7 %	3 %	5 %	7 %	3 %	5 %	7 %
0,6	0,047	0,027	0,012	0,058	0,040	0,021	0.073	0,055	0,037	0,093	0,076	0,059	0,124	0,106	0,090
0,7	0,061	0,042	0,023	0,073	0,055	0,037	0,090	0,072	0,054	0,114	0,097	0,080	0,150	0,134	0,118
0,8	0,073	0,055	0,037	0,088	0,070	0,052	0,107	0,090	0,072	0,135	0,118	0,101	0,176	0,160	0 144
0,9	0,086	0,068	0,053	0,103	0,085	0,067	0 124	0,107	0 096	0,155	0,139	0,123	0,202	0.186	0,171
1,0	0,098	0 081	0,064	0,117	0,100	0,083	0,141	0,125	0,108	0,176	0,160	0,144	0,229	0,212	0,197
1,2	0,127	0,107	0,095	0,147	0,130	0,113	0,174	0,160	0,144	0,217	0,202	0.183	0,279	0,265	0,251
1,4	0,150	0,133	0,117	0,176	0,160	0,144	0,210	0,195	0,179	0,255	0,244	0,229	0,337	0,318	0,305
1,6	0,178	0,160	0,144	0,205	0,190	0,174	0,244	0,230	0,215	0,299	0,286	0,272	0,389	0,370	0,358
1,8	0,202	0,186	0,171	0,234	0,220	0,205	0,279	0,265	0,251	0,340	0,328	0,315	0,434	0,422	0,412
2,0	0,227	0,212	0,197	0,265	0,250	0,235	0 313	0,300	0,287	0,382	0,370	0,358	0,485	0,475	0,465
2,5	0,292	0,278	0,264	0,337	0,325	0,312	0,399	0,387	0,375	0,485	0 475	0,465	0,614	0,606	0,600
3,0	0,356	0,343	0,331	0,411	0,400	0,390	0,485	0,475	0,465	0 588	0,580	0,572	0,742	0,737	0,732
3,5	0,420	0,409	0,398	0,485	0,475	0,405	0,571	0,562	0,554	0,693	0,685	0,679	0,871	0,868	0,862
4,0	0,485	0,475	0,465	0,558	0,550	0,541	0.656	0,650	0,643	0,794	0,790	0,786	1,000	1,000	1,000
4,5	0,549	0,540	0,531	0,632	0,625	0,617	0,742	0,737	0,731	0 897	0,893	0,890	—	—	—
5,0	0,610	0.600	0,599	0,705	0.700	0 695	0,830	0,821	0,811	1.000	1,000	1,000	—	—	—

Beispiel: Gegeben ist Endspannung $w = 1,2$ Atm. abs., der schädliche Raum $s = 5$ % und die Admissionsspannung $p = 7$ Atm. abs., so ist der Füllungsgrad $h = 0,13$.

Der schädliche Raum s

ist genügend erklärt auf Seite 109—110. Art der Steuerung, Grösse der Maschine, Kolbengeschwindigkeit haben Einfluss auf die Grösse des schädlichen Raumes. Unter Annahme normaler Kolbengeschwindigkeit kann man setzen:

Tabelle 133.

Art der Steuerung			
Normalien Abschnitt II	halb. Schieber Fig. 859—860 und Kolbenschieber Fig. 1118—1155.	Ventil	Corlisshahn
0,06—0,08	0,03—0,06	0,03—0,05	0,025

Bei Schnellläufern können die Werte bis zum doppelten Betrag steigen.

Füllung h

bezeichnet uns die Strecke Kolbenweg, bei welcher der Dampf mit voller Spannung in den Cylinder eintritt, also den Kolbenweg vom toten Punkt bis zum Abschluss der Dampfeinströmung. h bezieht sich auf den Kolbenhub $H = 1$, liegt also in den Grenzen von 0 — 1. Allgemein ist:

$$h = w \cdot \frac{(1 + s)}{p} - s.$$

Die Endspannung w

ist von **grossem Einfluss** auf das ökonomische Arbeiten der Dampfmaschine. Die Endspannung, d. h. diejenige Spannung, mit welcher am Hubende der arbeitende Dampf den Cylinder verlässt und ins Freie oder in den Kondensator tritt.

Ist die Endspannung bekannt, so hat man sofort ein Bild über das ökonomische Arbeiten der Dampfmaschine, während der Füllungsgrad uns hierüber weniger Anhalt giebt.

Handelt es sich deshalb um **scharfe Dampfgarantien**, so beachte man besonders die Endspannung. Allgemein ist:

$$w = \frac{(h + s)\,p}{(1 + s)}$$

Die Kolbengeschwindigkeit c.

Die Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{2 \cdot H \cdot n}{60}$ in Meter pro Sekunde nimmt man im allgemeinen nach Tabelle 139 u. 140 (S. 315), doch kann von dieser Grösse beliebig abgewichen werden.*) Die Leistung N_i ändert sich im direkten Verhältnis zur Kolbengeschwindigkeit. Einfluss derselben auf den Dampfverbrauch s. S. 330.

Die wirksame Kolbenfläche.

Vom Querschnitt des Dampfcylinders zieht man für den Querschnitt der Kolbenstange durchschnittlich 2 % ab, sonach ist die wirksame Kolbenfläche $Q = 0{,}98\,D^2 \frac{\pi}{4}$ in qcm.

*) Zu beachten ist jedoch die Massenwirkung, s. S. 369.

b. Berechnung der Nutzleistung.*)

Die **effektive oder Nutzleistung**, d. h. die von der Schwungradwelle wirklich auf die Transmission abgegebene Arbeit ist **10—20 %** geringer als die indizierte Leistung, also als diejenige, welche der Dampf im Cylinder verrichtet und welche das Indikatordiagramm zeigt.

Die nachstehenden Werte für die **zusätzliche Reibung** stützen sich auf neuere Beobachtungen, welche ergeben haben, dass die Reibungsarbeit während der normalen Arbeitsleistung der Maschine nicht viel grösser ist als die Leerlaufsarbeit. Vergl. unter **Wirkungsgrad**, Seite 304.

Es bezeichne:

$l = l' + l''$ **Leergangs-Widerstand**,

μ **Koeffizient der zusätzlichen Reibung** für Eincylindermaschinen,

μ_z „ „ „ „ „ Zweicylindermaschinen,

μ_d „ „ „ „ „ Dreicylindermaschinen,

dann ist die effektive Leistung für:

Eincylindermaschinen: $N_e = \dfrac{Q\,c\,(pm - l)}{75\,(1 + \mu)}$;

Zweicylinder „ $N_e = \dfrac{Q\,c\,(pm - l)}{75\,(1 + \mu_z)}$;

Dreicylinder „ $N_e = \dfrac{Q\,c\,(pm + l)}{75\,(1 + \mu_d)}$;

Werte von l', l'', μ, μ_z, μ_d.

Tabelle 134.

$D =$	200	400	600	800	1000	1500	2000
l''	0,13	0,07	0,04	0,03	0,02	0.01	0,01
μ	0,11	0,09	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
μ_z	0,13	0 11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
μ_d	0.15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07

Werte von l'.

Tabelle 135.

p	4	6	8	10	12	14
l'	0,08	0 10	0,12	0,14	0,15	0,16

p Dampfdruck in Atm.

Die **ökonomisch günstigste Leistung** einer Maschine ist nach Hrabák diejenige, bei welcher die **Kosten** des **Maschinenbetriebes** einschliesslich **Verzinsung, Amortisation** und **Reparaturen** der Maschine und des Dampfkessels zu einem **Minimum** werden.

*) S. auch Seite 304.

Die der **ökonomisch günstigsten Leistung** einer Maschine bei mittleren Brennstoffpreisen entsprechende **Endspannung** w ist nach Tabelle 137, 141 u. 146 zu wählen.

Effektberechnung der Eincylindermaschine.

Beispiel zur Effektberechnung.

Die **normale Leistung** der Maschine $D = 0{,}4$ m, $H = 0{,}7$ m, $n = 85$, $p = 7$ Atm. abs. ist zu bestimmen.

Wirksame Kolbenfläche $= 1256{,}6 - 28{,}8 = \sim 1232$ qcm,

$$\text{Kolbengeschwindigkeit } c = \frac{2 \cdot H \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 0{,}7 \cdot 85}{60} = 1{,}98 \text{ m.}$$

Der schädliche Raum ist nach Tabelle 137 $= 5\%$ anzunehmen.

a) als Auspuffmaschine mit Dampfhemd.

p_m *) aus Tabelle 137 $= 2{,}9$ Atm., folglich **indiz.** Leistung:

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75} = \frac{1232 \cdot 1{,}98 \cdot 2{,}9}{75} = 94$$

Der Leergangs-Widerstand ist nach Tabelle 134 und 135:

$$l = l' + l'' = 0{,}11 + 0{,}07 = 0{,}18$$

Die zusätzliche Reibung nach Tabelle 134 $\mu = 0{,}09$.

Folglich die **effektive** Leistung:

$$N_e = \frac{Q\,c\,(p_m - l)}{75\,(1 + \mu)} = \frac{1232 \cdot 1{,}98\,(2{,}9 - 0{,}18)}{75\,(1 + 0{,}09)} = \sim 82 \text{ Pfst.}$$

b) Als Kondensationsmaschine.

p_m aus Tabelle 138 $= 2{,}2$ Atm., mithin **indiz.** Leistung:

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75} = \frac{1232 \cdot 1.98 \cdot 2{,}2}{75} = \sim 72.$$

Der Leergangswiderstand ist nach Tab. 134 und 135:

$$l = l' + l'' = 0{,}11 + 0{,}07 = 0{,}18,$$

die zusätzliche Reibung $\mu = 0{,}09$, folglich die **effektive** Leistung:

$$N_e = \frac{Q\,c\,(p_m - l)}{75\,(1 + \mu)} = \frac{1232 \cdot 1{,}98\,(2{,}2 - 0{,}18)}{75 \cdot (1 + 0{,}09)} = \sim 60 \text{ Pferdest.}$$

Ist für eine zu **entwerfende Eincylindermaschine** nur die Anzahl der **Pferdestärken** und der Dampfdruck gegeben, so nehme man p_m nach Tab. 137 oder 138, wähle c nach Tab. 139, so wird der vorläufige Querschnitt des Cylinders:

$$Q = \frac{75\,N_i}{c \cdot p_m}$$

*) Wir hätten auch folgendermassen rechnen können:

Endspannung nach Tabelle 137 . . . . . $w = 1{,}8$ Atm. abs.
Füllung nach Tabelle 132 . . . . $h = 0{,}20$,
Spannungskoefficient nach Tabelle 131 . . $k = 0{,}57$,
Gegendruck p_0 nach Tabelle 129 . . . . 1,15 } $p_0 + \sigma = 1{,}25$.
Arbeitsverlust σ nach Tabelle 129. . . . 0,10 }

$p_m = kp - (p_0 + \sigma) = 0{,}59 \cdot 7 - (1{,}15 + 0{,}1) = \sim 2{,}9$ kg pr. qcm.

die sich ergebenden Werte sind **abzurunden** und dann eine genaue Berechnung mit einer als vorhanden gedachten Maschine durchzuführen; man kann auch sofort Tab. 137 benützen.

Die Maximalleistung der Eincylindermaschine.

Mit **Maximalleistung** bezeichnen wir die Leistung, bei welcher die Maschine noch keine Unregelmässigkeiten zeigen darf. Jede Maschine muss imstande sein, mit der Maximalleistung längere Zeit arbeiten zu können. Näheres über Maximalleistung s. S. 324.

Füllung der Eincylindermaschine.

Damit ein Durchgehen der Maschine auch bei Leerlauf nicht stattfinden kann, nimmt man 0,0 Füllung, hierüber s. Kapitel: Verschiedene Maschinengattungen. Für ganz grosse schädliche Räume ist es sogar vorteilhaft, die kleinste Füllung negativ zu nehmen, den Expansionsschieber also schon früher schliessen zu lassen, bevor der Grundschieber öffnet. Die Steuerung erhält einen Maximalfüllungsgrad von 0,6—0,65.

Gebräuchliche Grössen von Eincylindermaschinen

für 6 Atm. Überdruck.*) **Tabelle 136.**

Eincylinder-Auspuffmaschine								Eincylinder-Kondensationsmaschine				
Hub	Durchmesser	Touren	Normale Leistung ohne Kondensation		Dampfverbrauch	Maximalleistung**)		Normale Leistung mit Kondensation		Dampfverbrauch	Maximalleistung	
H	D	n	N_i	N_e		N_i	Dampf pr. N_i	N_i	N_e		N_i	Dampf pr. N_i
300	**200**	150	20	**15**	15	30	17	—	—	—	—	—
400	**250**	120	35	**30**	14,5	50	17	—	—	—	—	—
500	**300**	106	50	**45**	14	75	16	—	—	—	—	—
600	**350**	95	70	**62**	13.6	100	16	—	—	—	—	—
700	**400**	85	85	**75**	13,2	130	16	75	**63**	10,2	110	12
800	**450**	77	120	**105**	13	180	15	92	**80**	9,9	140	12
900	**500**	70	160	**140**	12,7	240	15	115	**95**	9,7	175	11
1000	**550**	65	190	**170**	12,5	280	15	150	**130**	9,5	220	11
1100	**600**	60	230	**200**	12 4	340	15	170	**150**	9,3	260	11
1200	**700**	57	310	**270**	12	450	14	230	**200**	9	340	10
1400	**800**	53	430	**390**	11,8	620	14	320	**280**	8,7	480	10
1600	**900**	50	570	**520**	11,7	870	14	410	**360**	8,5	550	10
1800	**1000**	47	780	**700**	11.6	1150	14	560	**480**	8,4	850	10

Die fettgedruckte Anzahl der Pferdestärken ist für die normale Bezeichnung geeignet und kann bis 10 % höher angesetzt werden.

*) S. Anmerkung auf S. 315.
**) Maximalleistung = 1,4 der Normalleistung.

Endspannung w, Füllung h, schädl. Raum s, mittlerer Kolbenüberdruck p_m.

Tabelle 137. a) **Auspuff.**

Cylinder-durchm. D		Dampfdruck in Atm. abs. 3	4	5	6	7	8	9	10
$D =$ 100 bis 240	Endspannung $w =$	1,85	1,9	1,95	2	2,05	2,1	2,15	2,2
	Schädl. Raum % $s =$	6	6	6	7	7	8	8	9
	Füllung $h =$	0,56	0,43	0,34	0,28	0,23	0,21	0,18	0,16
	Wirksamer Überdr. $p_m =$	1,5	2,0	2,4	2,8	3,1	3,4	3,7	4,0
$D =$ 250 bis 390	$w =$	1,75	1,8	1,85	1,9	1,95	2	2,05	2,1
	$s =$	5	5	5	6	6	7	7	8
	$h =$	0,55	0,42	0,33	0,27	0,23	0,20	0,17	0,16
	$p_m =$	1,4	1,9	2,3	2,7	3,0	3,3	3,5	3,8
$D =$ 400 bis 590	$w =$	1,65	1,7	1,75	1,8	1,85	1,9	1,95	2,0
	$s =$	4	4	4	5	5	6	6	7
	$h =$	0,49	0,40	0,32	0,26	0,23	0,19	0,17	0,15
	$p_m =$	1,3	1,9	2,3	2,6	2,9	3,2	3,4	3,7
$D =$ 600 bis 1500	$w =$	1,55	1,6	1,65	1,7	1,75	1,8	1,85	1,9
	$s =$	3	3	3	4	4	5	5	6
	$h =$	0,48	0,38	0,31	0,25	0,22	0,19	0,17	0,14
	$p_m =$	1,3	1,8	2,2	2,5	2,8	3,1	3,3	3,5

Tabelle 138. b) **Eincylindermaschine mit Kondensation.**

Cylinder-Durchm. D		Dampfdruck in Atm. abs. 3	4	5	6	7	8	9	10
$D =$ 300 bis 390	Endspannung $w =$	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,05	1,1
	Schädl. Raum % $s =$	5	5	5	6	6	7	7	8
	Füllung $h =$	0,21	0,16	0,13	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
	Wirksamer Überdr. $p_m =$	1,4	1,7	1,9	2,1	2,3	2,4	2,5	2,7
$D =$ 400 bis 590	$w =$	0,7	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0
	$s =$	4	4	4	5	5	6	6	7
	$h =$	0,20	0,15	0,12	0,09	0,08	0,06	0,05	0,04
	$p_m =$	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3	2,4	2,6
$D =$ 600 bis 1500	$w =$	0,6	0,65	0,7	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9
	$s =$	3	3	3	4	4	5	5	6
	$h =$	0,18	0,14	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
	$p_m =$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3	2,5

Den in diesen Tabellen angegebenen Kolbenüberdruck kann man ohne Bedenken bis **um 20 Prozent höher** ansetzen, der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3—4 Prozent. Näheres hierüber Seite 324.

Normalleistung N_i, normale Kolbengeschwindigkeit c *)

Tabelle 139. Eincylinder-Auspuff.

Cylind.-Drchm. D	Q qcm	Dampfdruck in Atm. abs. 3		4		5		6		7		8		9		10	
150	173	4	1,0	5	1,1	6	1,2	8	1,3	**10**	1,4	12	1,5	14	1,6	16	1,7
200	308	6	1,0	9	1,1	12	1,2	15	1,3	**18**	1,4	21	1,5	24	1,6	28	1,7
250	481	10	1,0	15	1,1	20	1,2	25	1,3	**30**	1,4	35	1,5	40	1,6	45	1,7
300	693	15	1,1	21	1,2	28	1,3	35	1,4	**42**	1,5	49	1,6	56	1,7	63	1,8
350	933	19	1,1	28	1,2	37	1,3	47	1,4	**56**	1,5	65	1,6	75	1,7	84	1,8
400	1232	25	1,2	37	1,3	50	1,4	62	1,5	**74**	1,6	86	1,7	99	1,8	112	1,9
450	1559	31	1,2	46	1,3	62	1,4	78	1,5	**94**	1,6	110	1,7	125	1,8	140	1,9
500	1924	52	1,3	70	1,4	90	1,5	110	1,6	**130**	1,7	150	1,8	170	1,9	190	2,0
550	2328	62	1,3	82	1,4	105	1,5	130	1,6	**155**	1,7	180	1,8	205	1,9	230	2,0
600	2771	70	1,4	100	1,5	130	1,6	160	1,7	**190**	1,8	220	1,9	250	2,0	285	2,1
650	3252	80	1,4	115	1,5	150	1,6	185	1,7	**220**	1,8	250	1,9	280	2,0	320	2,1
700	3772	98	1,5	145	1,6	190	1,7	240	1,9	**280**	2,1	320	2,2	375	2,3	420	2,4
750	4330	115	1,5	170	1,6	220	1,7	280	1,9	**349**	2,1	390	2,2	440	2,3	480	2,4
800	4926	150	1,6	210	1,7	270	1,8	330	2,1	**390**	2,2	450	2,3	500	2,4	550	2,5
850	5561	165	1,6	240	1,7	320	1,8	390	2,1	**460**	2,2	530	2,3	590	2,4	650	2,5
900	6250	190	1,7	270	1,8	350	1,9	430	2,2	**510**	2,3	590	2,4	670	2,5	750	2,6
1000	7697	240	1,8	360	1,9	470	2,0	590	2,3	**700**	2,5	800	2,6	900	2,7	1000	2,8

Tabelle 140. Eincylinder-Kondensationsmaschine.

D	Q qcm	3		4		5		6		7		8		9		10	
400	1232	28	1,2	35	1,3	42	1,4	51	1,5	**60**	1,6	68	1,7	76	1,8	86	1,9
450	1559	35	1,2	43	1,3	53	1,4	64	1,5	**74**	1,6	83	1,7	92	1,8	101	1,9
500	1924	46	1,3	56	1,4	68	1,5	80	1,6	**92**	1,7	104	1,8	116	1,9	130	2,0
550	2328	56	1,3	69	1,4	84	1,5	100	1,6	**116**	1,7	129	1,8	144	1,9	160	2,0
600	2771	62	1,4	78	1,5	94	1,6	113	1,7	**134**	1,8	154	1,9	170	2,0	195	2,1
650	3252	73	1,4	91	1,5	115	1,6	134	1,7	**158**	1,8	180	1,9	200	2,0	228	2,1
700	3772	90	1,5	112	1,6	138	1,7	173	1,9	**209**	2,1	240	2,2	270	2,3	303	2,4
750	4330	105	1,5	130	1,6	160	1,7	200	1,9	**242**	2,1	280	2,2	310	2,3	350	2,4
800	4926	125	1,6	160	1,7	190	1,8	250	2,1	**290**	2,2	330	2,3	365	2,4	410	2,5
850	5561	140	1,6	180	1,7	220	1,8	275	2,1	**325**	2,2	370	2,3	420	2,4	460	2,5
900	6250	170	1,7	210	1,8	250	1,9	310	2,2	**370**	2,3	430	2,4	480	2,5	530	2,6
900	6950	190	1,7	240	1,8	290	1,9	365	2,2	**430**	2,3	490	2,4	530	2,5	580	2,6
1000	7697	220	1,8	280	1,9	340	2,0	420	2,3	**500**	2,5	570	2,6	640	2,7	700	2,8
	$p =$	3		4		5		6		7		8		9		10	

*) Die in diesen Tabellen angegebenen Leistungen können ohne Bedenken um 20 Prozent höher angesetzt werden: der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3—4 Prozent. S. Abschnitt IX.

Effektberechnung der Kompoundmaschine.

Die **Leistung** der **Kompound**maschine ist gleich der einer Eincylindermaschine mit dem **grossen Cylinder,** bei welcher **dieselbe Gesamtexpansion** stattfindet wie bei der Kompoundmaschine.

Die Gesamtexpansion ist: $\frac{\text{Admissionsdruck abs.}}{\text{Endspannung abs.}} = \frac{p}{w}$.

Es bezeichne wieder (s. auch Fig. 1400—1401):

h, s, w Füllung, schädlichen Raum, Endspannung,

d, h', s', w' Werte für den **Hochdruckcylinder,**

D, h'', s'', w'' „ „ „ **Niederdruckcylinder,**

$\frac{V}{v}$ das Verhältnis der Cylindervolumen,

Q den **Querschnitt** des Niederdruckcylinders,

h_i die ideelle Füllung, reduziert auf den grossen Cylinder, entsprechend der Gesamtexpansion des Dampfes,

$s_i = \frac{s''}{\frac{V}{v}}$ der zur Bestimmung von p_m einzuführende ideelle Wert für den schädlichen Raum.

Dann ist bei gleichem Hub beider Cylinder (vom Spannungsabfall abgesehen)

ohne Berücksichtigung des schädlichen Raumes	**mit Berücksichtigung des schädlichen Raumes**
$\frac{V}{v \cdot h'} = \frac{p}{w''} = \frac{1}{h'} \cdot \frac{1}{h''}$	$\frac{V \cdot (1 + s'')}{v \cdot (h' + s')} = \frac{p}{w''} = \frac{1}{h' + s'} \cdot \frac{1}{h'' + s''}$

Beispiel: Die normale Leistung einer Kompoundmaschine mit Kondensation ist zu bestimmen; gegeben sind:

Durchmesser des Hochdruckcylinders . . . $d = 400$ mm,
„ „ Niederdruckcylinders . . $D = 610$ „
Gemeinschaftlicher Hub . . . . $H = 700$ „
Verhältnis der Cylindervolumen . . . . $\frac{V}{v} = 2{,}35$
Umdrehungen pro Minute . . . . $n = 75$
Admissionsdruck . . . . $p = 7$ Atm. abs.
Schädlicher Raum des Niederdruckcylinders $s'' = \sim 5\,\%$
p_m*) nach Tabelle 141, Seite 318 . . . . . . $= 1{,}7$ Atm.

---

*) p_m lässt sich auch wie folgt bestimmen:
Endspannung $w = w''$ nach Tabelle 132 . . . . $w = 0{,}6$ Atm. abs.
Ideeller schädlicher Raum $s_i = \frac{0{,}05}{2{,}35} = \sim$ . . . . $s_i = 0{,}02$
Ideelle Füllung $h_i = \frac{0{,}7\,(1 + 0{,}02)}{7} - 0{,}02$ . . . . $= 0{,}08$
Spannungskoefficient nach Tabelle 131 . . . . $k = 0{,}81$
Gegendruck und Arbeitsverlust nach Tabelle 129 . . . $p_0 + \sigma = 0{,}50$,
also der mittlere Kolbenüberdruck:

$$p_m = k_p - (p_0 + \sigma) = 0{,}81 \cdot 7 - 0{,}5 = 1{,}7 \text{ kg pro Quadratcentimeter.}$$

die Kolbengeschwindigkeit:

$$c = \frac{2 \cdot 0{,}7 \cdot 75}{60} = 1{,}75 \text{ m pro Sekunde,}$$

die wirksame Kolbenfläche $Q = 2922 - 42 = 2880$ qcm,
folglich die **indizierte** Leistung:

$$N_i = \frac{Q\, c\, p_m}{75} = \frac{2880 \cdot 1{,}75 \cdot 1{,}7}{75} = \sim 114.$$

Der Leergangswiderstand ist nach Tab. 134 u. 135:

$$l = l' + l'' = 0{,}04 + 0{,}11 = 0{,}15,$$

die zusätzliche Reibung $\mu_z = 0{,}09$,
folglich die **effektive** Leistung:

$$N_e = \frac{Q\, c\, (p_m - l)}{75 \cdot (1 + \mu_z)} = \frac{2880 \cdot 1{,}75 \cdot (1{,}7 - 0{,}15)}{75 \cdot (1 + 0{,}09)} = \sim 96 \text{ Pferdest.}$$

Der Füllungsgrad h' für den Hochdruckcylinder bestimmt sich wie folgt:

Es ist die Gesamtexpansion $\frac{p}{w''} = \frac{7}{0{,}7} = 10$; wenn nun $s' = s'' = 0{,}05$ ist, dann beträgt:

$$\frac{V(1 + s'')}{v\,(h' + s')} = \frac{2{,}35 \cdot 1{,}05}{h' + 0{,}05} = 10,\; h' = \frac{2{,}35 \cdot 1{,}05}{10} - 0{,}05 = 0{,}2.$$

Die Endspannung des Hochdruckcylinders ergiebt sich (siehe auch S. 321):

$$w' = \frac{(h' + s') \cdot p}{1 + s'} = \frac{(0{,}2 + 0{,}05) \cdot 7}{1{,}05} = 1{,}66$$

und erhalten wir als mittleren Arbeitsdruck für den Niederdruckcylinder, bei Annahme von 0,4 Atm. Spannungsabfall:

$$p'' = 1{,}66 - 0{,}4 = 1{,}26.$$

Daraus folgt:

$$h'' = \frac{w''\,(1 + s'')}{p''} - s'' = \frac{0{,}7 \cdot 1{,}05}{1{,}26} - 0{,}05 = 0{,}54,$$

wofür 0,60 zu nehmen wäre.

Ist für eine zu **entwerfende Maschine** nur die Anzahl der **Pferdestärken** gegeben, so kann der vorläufige Querschnitt Q des Niederdruckcylinders auf folgende Weise ermittelt werden:

Man wähle p und p_m nach Tab. 141—142, nehme c an nach Tab. 143, so wird:

$$Q = \frac{75\, N_i}{c\, p_m}.$$

Zur Bestimmung der richtigen Werte ist dann eine genaue Rechnung mit einer als vorhanden gedachten Maschine durchzuführen (siehe voriges Beispiel).

Endspannung w, schädl. Raum s, id. Füllung h_i, mittlerer Kolbenüberdruck $(p_m)_i$.

Tabelle 141. Kompoundmaschine a) als Auspuffmaschine.

Cylinder-durchm.		Dampfdruck in Atm. abs.					
		7	8	9	10	11	12
$D =$ 300 bis 390	Endspannung $w'' =$	1,5	1,6	1,6	1,7	1,8	1,9
	Schädlicher Raum $s'' =$	7	7	7	8	8	8
	Ideeller schädl. Raum $s_i =$	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7
	Füllung $h_i =$	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13
	Wirks. Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	2,6	2,8	3,0	3,3	3,6	3,8
$D =$ 400 bis 590	$w'' =$	1,4	1,5	1,5	1,6	1,7	1,8
	$s'' =$	5	6	6	7	7	8
	$s_i =$	2,6	2,7	2,8	2,9	3,1	3,2
	$h_i =$	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	1,2
	$(p_m)_i =$	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,6
$D =$ 600 bis 1500	$w'' =$	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6	1,7
	$s'' =$	4	5	5	6	6	7
	$s_i =$	2,0	2,3	2,4	2,6	2,7	2,9
	$h_i =$	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12
	$(p_m)_i =$	2,0	2,3	2,6	2,9	3,2	3,4

Tabelle 142. b) als Kondensationsmaschine.

Cylinder-durchm.		Dampfdruck in Atm. abs.					
		5	6	7	8	9	10
$D =$ 300 bis 390	Endspannung $w'' =$	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0
	Schädlicher Raum $s'' =$	6	6	7	7	8	8
	Ideeller schädl. Raum $s_i =$	2,4	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2
	Füllung $h_i =$	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
	Wirks. Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	1,7	1,9	2,1	2,3	2,4	2,5
$D =$ 400 bis 590	$w'' =$	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9
	$s'' =$	5	6	6	7	7	8
	$s_i =$	2	2,1	2,2	2,4	2,6	2,8
	$h_i =$	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
	$(p_m)_i =$	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3
$D =$ 600 bis 1500	$w'' =$	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8
	$s'' =$	4	5	5	6	6	7
	$s_i =$	1,6	1,7	1,8	2	2,2	2,4
	$h_i =$	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06
	$(p_m)_i =$	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,2

Normalleistung N_i, normale Kolbengeschwindigkeit c.

Tabelle 143. Kompoundmaschine.

Cylind.-Drchm.	Auspuff					Kondensation				
	Dampfdruck Atm. abs.					Dampfdruck Atm. abs.				
D	7	8	9	10	11	5	6	7	8	9
400	65 1,6	80 1,7	90 1,8	105 1,9	120 2,0	30 1,4	45 1,5	54 1,6	63 1,7	72 1,8
450	75 1,6	90 1,7	105 1,8	120 1,9	140 2,0	40 1,4	52 1,5	60 1,6	70 1,7	82 1,8
500	90 1,7	110 1,8	135 1,9	155 2,0	180 2,1	50 1,5	64 1,6	76 1,7	90 1,8	105 1,9
550	120 1,7	140 1,8	160 1,9	190 2,0	215 2,1	65 1,5	80 1,6	95 1,7	115 1,8	130 1,9
600	150 1,8	180 1,9	210 2,1	240 2,1	270 2,2	80 1,6	100 1,7	120 1,8	140 1,9	160 2,0
650	170 1,9	210 2,0	240 2,2	280 2,2	320 2,3	90 1,7	115 1,8	140 1,9	170 2,0	185 2,1
700	200 2,0	250 2,1	290 2,3	360 2,3	410 2,4	110 1,8	145 1,9	180 2,0	220 2,1	250 2,2
750	240 2,1	290 2,2	350 2,3	400 2,4	460 2,5	130 1,9	170 2,0	210 2,1	240 2,2	280 2,3
800	290 2,2	350 2,3	410 2,4	480 2,5	550 2,6	160 2,0	200 2,1	245 2,2	290 2,3	330 2,4
850	325 2,2	390 2,3	450 2,4	530 2,5	630 2,6	190 2,0	230 2,1	275 2,2	320 2,3	380 2,4
900	380 2,3	450 2,4	540 2,5	620 2,6	720 2,7	215 2,1	260 2,2	320 2,3	380 2,4	430 2,5
950	430 2,3	520 2,4	610 2,5	700 2,6	800 2,7	250 2,1	300 2,2	360 2,3	430 2,4	490 2,5
1000	510 2,5	610 2,6	720 2,7	830 2,8	950 2,9	300 2,2	345 2,3	430 2,5	510 2,6	580 2,7

Die in Tabelle 141—143 angegebenen p_m und N_i können ohne Bedenken 20% höher angesetzt werden, der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3—4% (s. Seite 324).

Gebräuchliche Cylinderverhältnisse

vergleiche auch Abschnitt IX.

Tabelle 144.

	ohne Kondensation				mit Kondensation				
$p =$	8	9	10	11	4	5	6	7	8
$V : v =$	2,0	2,1	2,2	2,3	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8

Gebräuchliche Ausführungen der Kompoundmaschinen mit Kondensation für 6 Atm. Betriebsdruck.

Tabelle 145.

Hub	Hochdruckcylinder	Niederdruckcylinder				Normale Leistung		Dampfverbrauch pro N_i und Stunde	Einspritzwassermenge in cbm pr. Std.	Maximalleistung	
H	d	D	$\frac{V}{v}$	n	c	N_i	N_e			N_i	Dampf pro N_i
450	**265**	400	2.3	100	1.5	50	40	8,8	8	70	10
500	**300**	450	2.3	90	1.5	56	46	8,6	9	80	9.8
600	**350**	530	2.3	80	1,6	70	60	8,4	11	100	9,6
700	**400**	610	2 35	75	1,75	120	100	8,1	18	170	9,3
800	**450**	690	2,37	70	1.86	170	140	7,8	24	240	9
900	**500**	770	2.39	67	2.01	190	160	7,6	30	266	8,7
1000	**550**	850	2,42	65	2,16	270	230	7.4	35	380	8.5
1100	**600**	950	2,4	60	2,2	340	290	7.2	45	480	8.3
1200	**700**	1100	2 4	57	2.28	490	420	7,1	62	690	8,1
1400	**800**	1250	2,4	53	2,47	700	600	7	88	980	8,0
1600	**900**	1400	2,4	50	2,66	920	780	6,9	114	1290	7.9
1800	**1000**	1550	2,4	47	2,82	1180	1000	6,8	145	1650	7,8

Die **fettgedruckte** Anzahl der Pferdestärken ist für die normale Bezeichnung geeignet.

Der Hochdruckcylinder erhält meist variable Füllung von 0,0—0,5.

Der Niederdruckcylinder erhält fixe Expansion von 0,55 Füllung oder besser variable Expansion.

$\frac{V}{v}$ Verhältnis der Cylindervolumen; Q Querschnitt des Niederdruckcylinders.

Dampfdiagramm der Normalleistung

für die in Tab. 145 angegebenen Kompoundmaschinen.

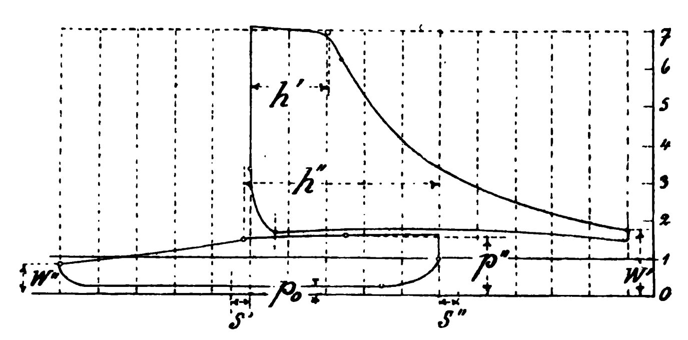


Fig. 1400.

$$w' = \frac{(h' + s')\,p}{1 + s'};\quad w'' = \frac{(h'' + s'')\,p''}{1 + s''};$$

$$h' = \frac{w'(1 + s')}{p} - s';\quad h'' = \frac{w''(1 + s'')}{p''} - s'';$$

$w' - p''$ Spannungsabfall.

Die Leistungen der beiden Cylinder sind annähernd gleich.

Dampfdiagramm der Maximalleistung

für die in Tab. 145 angegebenen Kompoundmaschinen.

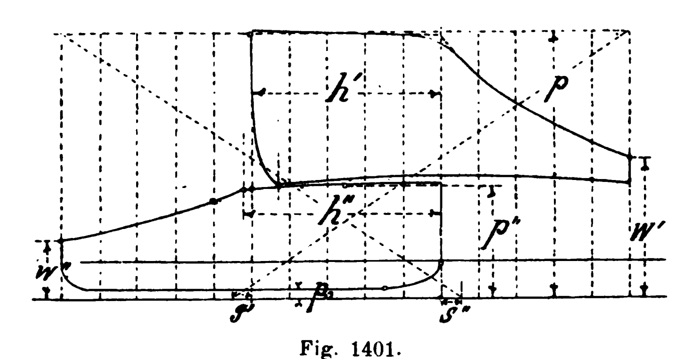


Fig. 1401.

Effektberechnung der Dreifach-Expansionsmaschine.

Wie bei der Kompoundmaschine legt man auch hier zur Berechnung der Leistung den **Niederdruckcylinder** zu Grunde.

Die in nachstehender Tabelle angegebenen Werte für die Endspannung w und den auf den grossen Cylinder reduzierten Kolbenüberdruck $(p_m)_i$ gelten für die **ökonomisch günstigste** Leistung. Ebenso die Werte der Normalleistung Tabelle 148.

Endspannung w, schädlicher Raum s_i, Füllung h_i, Überdruck $(p_m)_i$.

Tabelle 146. Dreifach-Expansionsmaschine a) als Auspuffmaschine.

Durchm. des Niederdruckcyl.		Dampfdruck in Atm. abs.						
		9	10	11	12	13	14	15
$D=$ 400 bis 700	Endspannung $w''' =$	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7
	Schädlicher Raum $s''' =$	7	7,3	7,8	8	8,3	8,6	9
	Ideeller schädl. Raum $s_i =$	1,4	1.5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
	Ideelle Füllung $h_i =$	0,14	0,13	0,12	0,115	0,11	0,105	0,10
	Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	2,3	2,5	2,7	2,9	3.2	3,4	3.6
$D=$ 700 bis 1500	$w''' =$	1,3	1,3	1,4	1 4	1.5	1 5	1,6
	$s''' =$	6	6,3	6,8	7	7,3	7.6	8
	$s_i =$	1,2	1,3	1.3	1,4	1,5	1.6	1,7
	$h_i =$	0,13	0.12	0,11	0.105	0,10	0,095	0.09
	$(p_m)_i =$	2.0	2,3	2,6	2,8	3,0	3.3	3 5

Tabelle 147. b) als Kondensationsmaschine.

Durchm. des Niederdruckcyl.		Dampfdruck in Atm. abs.						
		9	10	11	12	13	14	15
$D=$ 400 bis 700	Endspannung $w''' =$	0.6	0,6	0,7	0,7	0,8	0 8	0,9
	Schädlicher Raum $s''' =$	7	7,3	7,8	8	8,3	8,6	9
	Ideeller schädl. Raum $s_i =$	1,3	1,3	1.4	1,5	1,5	1.5	1.6
	Ideelle Füllung $h_i =$	0,06	0,056	0,053	0,05	0,048	0,043	0.04
	Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	1.8	1,9	2,0	2,1	2,3	2.4	2,5
$D=$ 700 bis 1500	$w''' =$	0,5	0,5	0,6	0.6	0,7	0,7	0,8
	$s''' =$	6	6 3	6,8	7	7,3	7,6	8
	$s_i =$	1,1	1,1	1,2	1,3	1.3	1.4	1 4
	$h_i =$	0,05	0,048	0,046	0,042	0,04	0 038	0,3[illegible]
	$(p_m)_i =$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2.2

Beispiel. Eine horizontale Dreifach-Expansionsmaschine ohne Kondensation für 600 effektive Pferdestärken und 11 Atm. abs. Dampfdruck ist zu berechnen.

Vorläufiger Wirkungsgrad (nach Seite 304) $\eta = 0{,}86$; also $N_i = 600 : 0{,}86 = 698$ indizierte Pferdestärken, $(pm)_i$ (nach S. 322) 2,7 kg pro Quadratcentimeter; Kolbengeschwindigkeit (nach Seite 273) $c = 2{,}8$ m, demnach

$$\frac{D^2 \frac{\pi}{4} \cdot c \cdot (pm)_i}{75} = N_i;\quad D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{N_i \cdot 75}{c \cdot (pm)_i} = \frac{698 \cdot 75}{2{,}8 \cdot 2{,}7} = 6980 \text{ qcm.}$$

Hieraus $D = 940$ mm. Wählt man den Hub nach Abschnitt IX zu 1200 mm, so ergiebt sich die Tourenzahl

$$n = \frac{c \cdot 60}{2 \cdot H} = \frac{2{,}8 \cdot 60}{2 \cdot 1{,}2} = 70.$$

Normalleistung N_i, normale Kolbengeschwindigkeit c.

Tabelle 148. Dreifach-Expansionsmaschinen.

Durchm. d. Niederdruckcyl.	Auspuff			Kondensation					
	Atm. abs. p			Atm. abs. p					
D	13	14	15	10	11	12	13	14	15
600	280 2,4	315 2,5	**350** 2,6	120 2,1	**150** 2,2	170 2,3	190 2,4	205 2,5	220 2,6
650	330 2,4	360 2,5	**400** 2,6	160 2,1	**180** 2,2	200 2,3	220 2,4	240 2,5	260 2,6
700	390 2,6	450 2,7	**520** 2,8	180 2,3	**200** 2,4	220 2,3	245 2,6	270 2,8	300 2,9
750	460 2,6	530 2,7	**590** 2,8	220 2,3	**245** 2,4	270 2,5	290 2,6	315 2,8	335 2,9
800	550 2,8	630 2,9	**690** 3,0	260 2,5	**290** 2,6	320 2,7	345 2,8	370 2,9	395 3,0
850	630 2,8	720 2,9	**790** 3,0	300 2,5	**330** 2,6	360 2,7	390 2,8	420 2,9	450 3,0
900	730 2,9	820 3,0	**900** 3,1	340 2,6	**380** 2,7	420 2,8	455 2,8	480 3,0	510 3,1
950	830 3,0	920 3,1	**1000** 3,2	390 2,6	**430** 2,7	470 2,8	515 2,9	550 3,0	570 3,1
1000	960 3.1	1100 3,2	**1230** 3,4	460 2,8	**510** 2,9	550 3,0	600 3,2	650 3,2	700 3,4
1100	1230 3,3	1380 3,4	**1500** 3,5	600 3,0	**650** 3,1	720 3,2	780 3,3	810 3,4	860 3,5
1200	1500 3,4	1680 3,5	**1800** 3,6	740 3,1	**800** 3,2	875 3,3	950 3,4	1000 3,5	1060 3,6
1300	1850 3,5	2050 3,6	**2250** 3,7	900 3,2	**950** 3,3	1070 3,4	1150 3,5	1200 3,6	1250 3,7
1400	2150 3,6	2450 3,7	**2600** 3,8	1100 3,3	**1100** 3,4	1270 3,5	1300 3,6	1400 3,7	1450 3,8
1500	2360 3,7	2700 3,8	**2900** 3,9	1200 3,4	**1300** 3,5	1400 3,6	1500 3,7	1600 3,8	1700 3,9

Diese Normalleistungen können ohne Bedenken 20% höher angesetzt werden; s. Tabelle 150.

Beispiel: Eine Dreifach-Expansionsdampfmaschine mit Kondensation von 1000 mm Durchmesser des Niederdruckcylinders würde nach Tab. 148 bei 11 Atm. abs. Dampfdruck (also 10 Atm. Überdruck) normal 510 indizierte Pferdestärken leisten bei 2,9 m Kolbengeschwindigkeit. Lassen wir die Maschine mit 3,2 m Kolbengeschwindigkeit laufen, so erhöht sich die Leistung auf

$$\frac{510 \cdot 3{,}2}{2{,}9} = 563 \text{ Pferdestärken.}$$

Gebräuchliche Cylinderverhältnisse.

(Vergl. Abschnitt IX. „Dreifach-Expansionsmaschine“)

Tabelle 149.

	Auspuff			Kondensation		
$p =$	12—13	13—14	14—15	10—12	12—13	14—15
II : I	1,8	1,9	2	2,3	2,4	2,5
III : I	4,4	4,8	5,2	5,5	6	6,5

Abschnitt VI.

Der Dampfverbrauch.

Der **Dampfverbrauch** wird in Kilogramm pro indizierte Pferdekraft und Stunde angegeben und mit S_i bezeichnet. Es ist dann $S_i \cdot N_i$ **der Gesamtdampfverbrauch** der Maschine pro Stunde.

In den Dampfverbrauchstabellen auf Seite 330, 331 und 333 ist die

ökonomisch günstigste Leistung

der Maschine zu Grunde gelegt, ebenso in den Leistungstabellen Seite 313, 315, 319, 320. Erhöht man diese, so erhöht sich auch der Dampfverbrauch, aber nicht in dem Masse, wie meistens angenommen wird.

Tabelle 150. Giltig für alle Maschinengattungen.

	Normale Leistung*)	Erhöhte Leistung				
Leistung . . .	N_i	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5 N_i
Dampfverbrauch	S_i**)	1,02	1,04	1,06	1,1	1,15 S_i

Beispiel: Eine Auspuffmaschine von 400 mm Cylinderdurchmesser leistet nach Seite 315 bei 7 Atm. abs. normal 74 indizierte Pferdestärken, nach Seite 330 ist der Dampfverbrauch $S_i = 13{,}2$ kg. Welcher Dampfverbrauch tritt ein, wenn ich die Leistung um 20 %, also auf $74 \cdot 1{,}2 = 92$ indizierte Pferdestärken erhöhe?

Nach Tabelle 150 wird $S_i = 1{,}04 \cdot 13{,}2 = 13{,}7$ kg, also nur 4 % mehr.

Wenn es sich demnach nicht um ganz scharfe Dampfgarantien handelt, kann man ohne Bedenken die in den Tabellen angegebenen **Normalleistungen** um **10—20 % höher** ansetzen.

Der Einfluss des schädlichen Raumes

auf den Dampfverbrauch kann verringert werden durch **genügend hohe Kompression,** eventuell bis zum Anfangsdruck p. Bei Maschinen

*) Seite 315, 319, 328, entsprechendes p_m Seite 314, 318, 322.

**) Seite 330, 331, 333.

mit Schiebersteuerung und namentlich bei Kondensationsmaschinen ist dieses schwer erreichbar, man muss sich dort mit einem geringeren Kompressionsenddruck begnügen.

In Tabelle 151 und 152 ist der **Einfluss** des **schädlichen Raumes** auf den Dampfverbrauch S_i dargestellt, für eine Eincylindermaschine von $D = 400$, $H = 700$, bei Annahme von **keiner** oder **geringer Kompression.**

Einfluss des schädlichen Raumes

(bei **geringer** oder **keiner** Kompression) **auf den Dampfverbrauch S_i.**

S_i in Kilogramm pro indizierte Pferdekraft und Stunde.

Tabelle 151. Ohne Kondensation.

	$p = 7$; $pm = 2,8$; $po + \sigma = 1,35$; $k = 0,54$			$p = 4$; $pm = 1,86$; $po + \sigma = 1,4$; $k = 0,738$		
$s =$	3%	6%	9%	3%	6%	9%
$h =$	0.20	0,185	0,17	0,36	0,345	0.33
$w =$	1,6	1,63	1,67	1,5	1,52	1,54
$h + s =$	0,23	0,245	0.26	0.39	0,405	0,42
$S_i =$	14.1	15,0	15,9	21,1	22,0	22.9

Tabelle 152. Mit Kondensation.

	$p = 7$; $pm = 2,29$; $po + \sigma = 0,30$; $k = 0,37$			$p = 4$; $pm = 1,54$; $po + \sigma = 0,3$; $k = 0,54$		
$s =$	3%	6%	9%	3%	6%	9%
$h =$	0,1	0,082	0 065	0.20	0,18	0,165
$w =$	0,88	0,94	1.00	0,90	0,92	0,94
$h + s =$	0,13	0,142	0,155	0,23	0,24	0,255
$S_i =$	11,4	12,3	13,6	15,2	15,8	16,8

Wie aus Tabelle 151 ersichtlich, gebraucht die Maschine 400 Durchm., 700 Hub mit 7 Atm. abs. und 6% schädl. Raum 15 — 14,1 = 0,9 kg, also ca. 6% **Dampf mehr** als bei 3% schädl. Raum; vorausgesetzt gleiche Kompressionsverhältnisse.

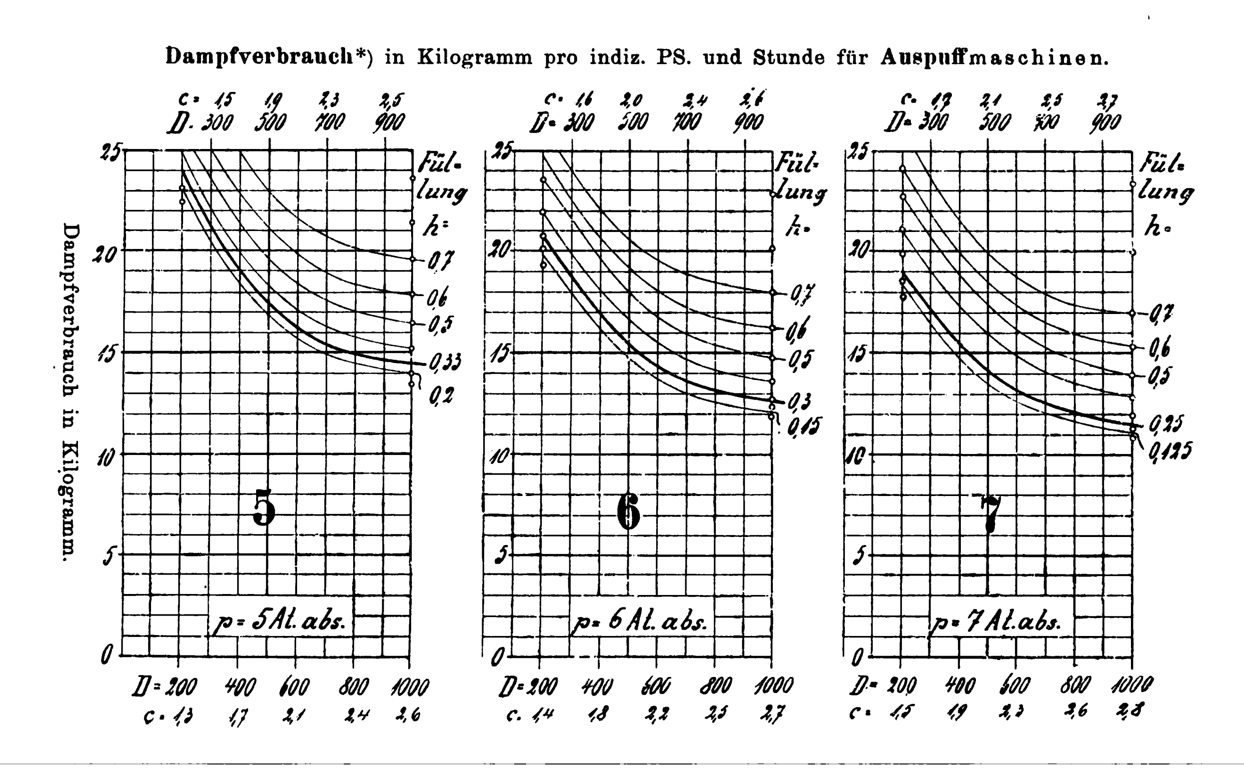
Der Einfluss des Füllungsgrades und der Kolbengeschwindigkeit auf den Dampfverbrauch

ist aus den Dampfverbrauchskurven auf Seite 326 bis 332 ersichtlich. Zu Dampfgarantien benutze man die Tabellen Seite 330, 331 und 332.

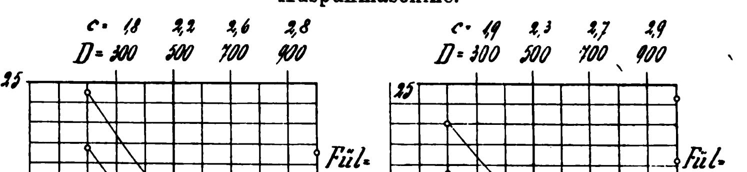
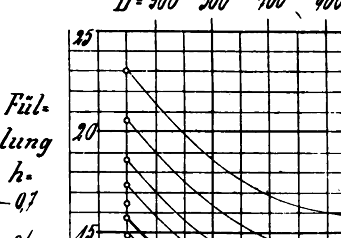
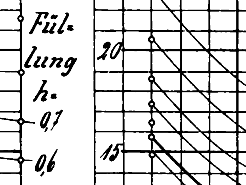
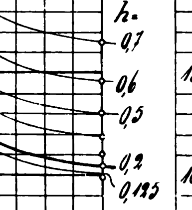
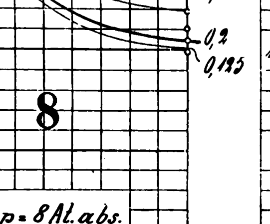
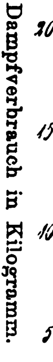
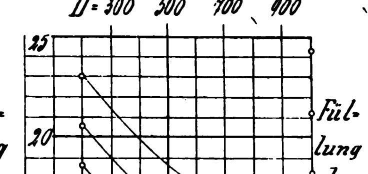
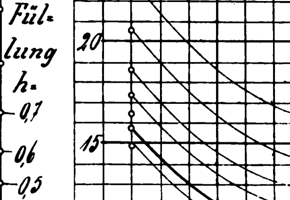
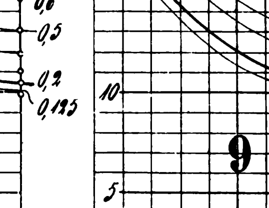
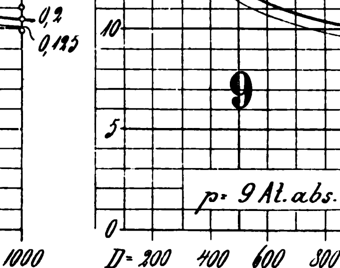
Dampfmäntel

sind in den Dampfverbrauchstabellen vorausgesetzt.

Dampfverbrauch*) in Kilogramm pro indiz. PS. und Stunde für Auspuffmaschinen.



Dampfverbrauch in Kilogramm.

Eincylinder-Auspuffmaschinen.

Es bedeutet:

c die Kolbengeschwindigkeit in Mtr. pr. Sekunde.

D den Cylinderdurchmesser in Millimeter.

Die **stark ausgezogene Kurve** giebt den Dampfverbrauch für die **Normal**leistung.

Beispiel: Für Maschine $D = 700$; $c = 2,5$; $p = 7$ Atm. abs. ist der Dampfverbrauch pro N_i und Stunde für die normale Leistung 12,6 kg; würde c das 1,5fache betragen, so wird nach Fig. 1407 der Dampfverbrauch $= 0,94 \cdot 12,6 = 11,8$ kg (für exakte Maschinen 10% weniger).

Einfluss der Kolbengeschwindigkeit auf den Dampfverbrauch.

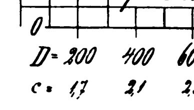
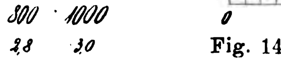
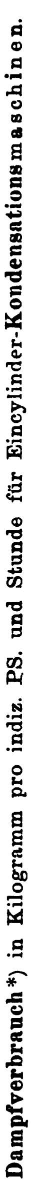




Fig. 1407. Kolbengeschwindigkeit.

*) Für Maschinen mit **kleinem schädl. Raum, hoher Kompression** und **exakter Ausführung** kann der Dampfverbrauch 10% **geringer garantiert** werden.



Dampfverbrauch*) in Kilogramm pro indiz. PS. und Stunde für Eincylinder-Kondensationsmaschinen.

5 — p = 5 At. abs. — Füllung h = 0,3; 0,2; 0,125; 0,07

D = 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000

c = 1,3; 1,5; 1,7; 1,9; 2,1; 2,3; 2,4; 2,5; 2,6

6 — p = 6 At. abs. — Füllung h = 0,3; 0,2; 0,125; 0,07

D = 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000

c = 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,7

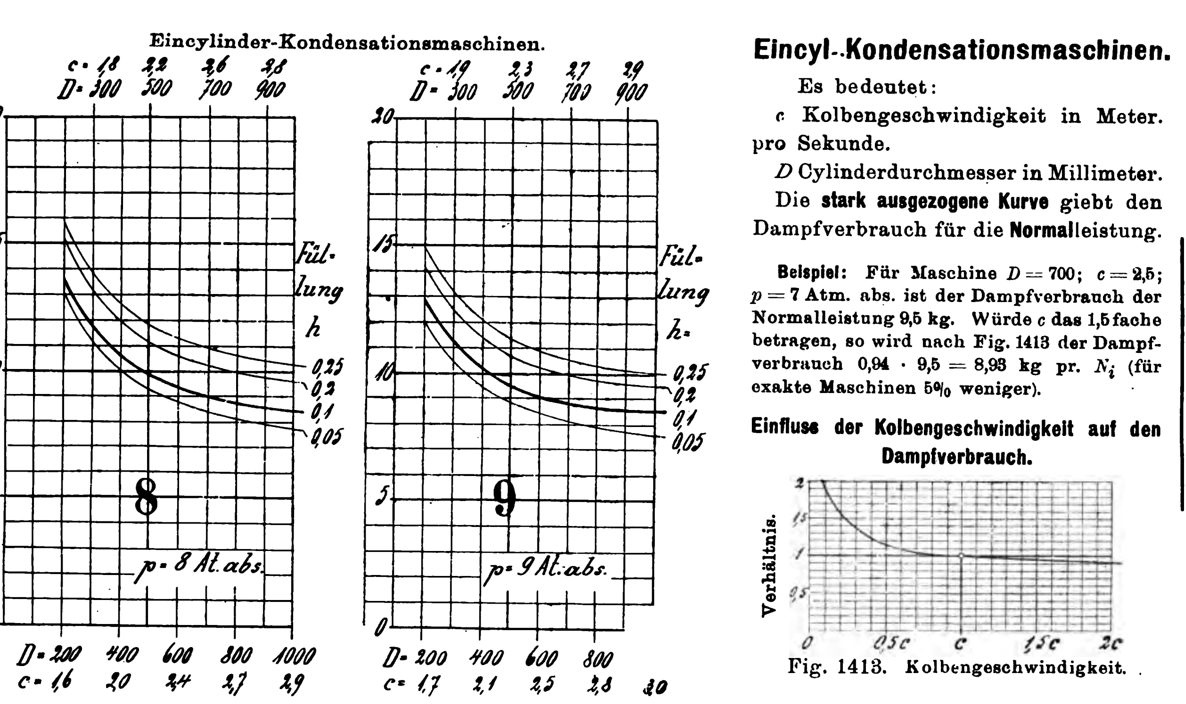
7 — p = 7 At. abs. — Füllung h = 0,25; 0,2; 0,1; 0,05

D = 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000

c = 1,5; 1,7; 1,9; 2,1; 2,3; 2,5; 2,6; 2,7; 2,8

20 — 15 — 10 — 5 — 0

Dampfverbrauch in Kilogramm.



Eincyl.-Kondensationsmaschinen.

Es bedeutet:

c Kolbengeschwindigkeit in Meter. pro Sekunde.

D Cylinderdurchmesser in Millimeter.

Die **stark ausgezogene Kurve** giebt den Dampfverbrauch für die **Normalleistung**.

Beispiel: Für Maschine $D = 700$; $c = 2{,}5$; $p = 7$ Atm. abs. ist der Dampfverbrauch der Normalleistung 9,5 kg. Würde c das 1,5fache betragen, so wird nach Fig. 1413 der Dampfverbrauch $0{,}94 \cdot 9{,}5 = 8{,}93$ kg pr. N_i (für exakte Maschinen 5% weniger).

Einfluss der Kolbengeschwindigkeit auf den Dampfverbrauch.

Fig. 1413. Kolbengeschwindigkeit.

*) Für Maschinen mit **kleinem schädl. Raum, hoher Kompression, Dampfhemd** und **exakter Ausführung** kann der Dampfverbrauch 5% **geringer garantiert** werden.

Eincylinder-Auspuffmaschine mit Expansionssteuerung und Dampfmantel.

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Tabelle 153.

Cylinder-Durchm. D	Dampfdruck in Atm. abs.							
	3	4	5	6	7	8	9	10
200—290	29	21	18,5	16.5	**15**	13,5	12,5	12
300—390	27	20	17,5	15.3	**14**	13	12	11,4
400—490	25	19,5	17	14 5	**13,2**	12,2	11,5	10.8
500—590	24,5	19	16 5	14	**12,7**	11,6	11	10,5
600—690	24	18,5	16	13.7	**12,4**	11.3	10,7	10,3
700—790	23,5	18	15,5	13,5	**12**	11	10,4	10
800—890	23	17,7	15	13.3	**11,8**	10,9	10,4	9,9
900—990	22,5	17,4	14,8	13 1	**11,7**	10,8	10,2	9 8
1000—1200	22.2	17,2	14 6	13	**11,6**	10,7	10,1	9,7

Eincylinder-Kondensationsmaschine mit Dampfmantel.

Tabelle 154.

Cylinder-Durchm. D	Dampfdruck in Atm. abs.						
	3	4	5	6	7	8	9
400—490	16	14	12	11	**10,2**	9,8	9,5
500—590	15	13	11	10,2	**9,7**	9,3	9,1
600—690	14	12	10 6	10,1	**9,3**	9,0	8,7
700—790	13,5	11,5	10 3	9,5	**9,0**	8,7	8,4
800—890	13	11	10	9,2	**8 7**	8,4	8,2
900—990	12,5	10 7	9 8	9,3	**8,6**	8,2	8,0
1000—1200	12,2	10 4	9 5	8,9	**8,4**	8,1	7,9

Beispiel: Welchen Dampfverbrauch wird voraussichtlich eine Eincylinder-Auspuffmaschine von 500 Cylinderdurchmesser bei 6 Atm. Betriebsdruck haben?

Nach Tabelle 153 ergiebt sich für 6 + 1 = 7 Atm. abs. 12,7 kg pro N_i und Stunde. Die Normalleistung dieser Maschine wäre nach Seite 315, 130 indiz. Pferdestärken.

Beispiel: Eine eincylindrige Kondensationsmaschine, welche mit 8 Atm. Dampfdruck arbeitet, würde bei 700 mm Cylinderdurchmesser und normaler Leistung nach Tabelle 154 8,7 kg Dampf gebrauchen.

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Kompound-Auspuffmaschine mit Dampfmantel.

Tabelle 155.

Cylinder-durchmesser	Dampfdruck in Atm. abs.								
D	6	7	8	9	10	11	12	13	14
500—590	13	12	11.2	10,6	**10,1**	9,7	9,3	8,9	8,5
600—690	12,8	11 8	11,1	10,5	**10**	9 5	9,0	8,6	8,3
700—790	12 6	11,7	10.9	10,3	**9,8**	9,3	8,9	8,5	8,1
800—890	12.4	11,5	10,7	10,1	**9 6**	9,1	8,7	8,3	7,9
900—990	12.3	11.3	10.6	9,9	**9,4**	8.9	8 5	8,1	7,7
1000—1200	12 1	11.1	10.3	9.7	**9,2**	8,7	8,3	7,9	7,5

Kompound-Kondensationsmaschine mit Dampfmantel.

Tabelle 156.

Cylinder-durchmesser	Dampfdruck in Atm. abs.						
D	4	5	6	7	8	9	10
500—590	11	9,8	8,9	**8.2**	7,7	7,2	6,8
600—690	10,3	9,3	8,5	**7,9**	7,4	7,0	6,6
700—790	9,9	8,9	8,2	**7,6**	7,2	6,8	6,4
800—890	9,6	8,6	8,0	**7 4**	6,9	6,5	6,2
900—990	9,3	8 3	7,7	**7,2**	6.7	6,4	6,1
1000—1200	9,1	8.1	7.4	**7,0**	6 5	6,2	5,9

Beispiel: Eine Kompoundmaschine soll 800 ind. PS leisten, es stehen 7 Atm. Überdruck also 8 Atm. abs. Dampfspannung zur Verfügung. Als Durchmesser des Niederdruckcylinders wäre zu wählen:

nach Seite 319 für Auspuff . . . 750 mm
als Kondensationsmaschine . . 800 „

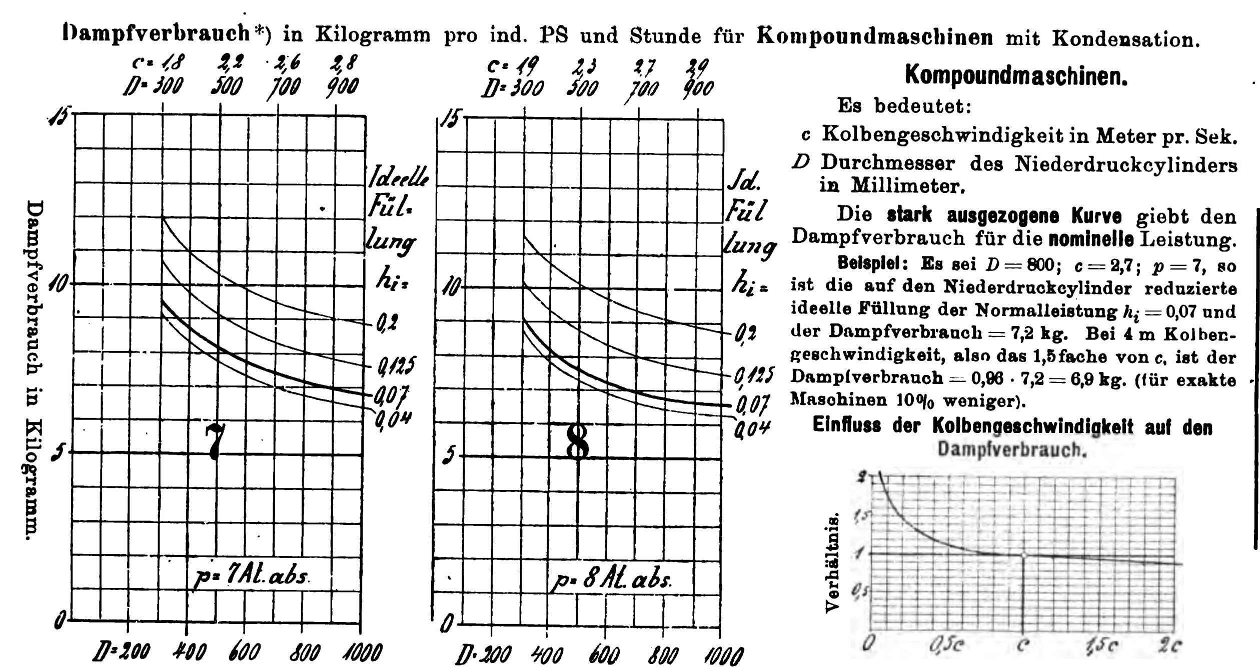
Der Dampfverbrauch würde sich stellen
für die Auspuffmaschine nach Tabelle 155 auf 9,9 kg
„ „ Kondensationsmaschine „ „ 156 „ 6,9 „

Die **Ersparnis durch Kondensation** beträgt also $\frac{(9,9-6,9)}{9,9} \cdot 100 = 30\,\%$.

Bei gleicher Cylindergrösse würde die Ersparnis weniger betragen.

Die in der Tabelle 141 und 142 angegebenen p_m kann man ohne Bedenken um 20% höher ansetzen. Der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3 bis 4% (s. Seite 324).

Dampfverbrauch*) in Kilogramm pro ind. PS und Stunde für Kompoundmaschinen mit Kondensation.



Kompoundmaschinen.

Es bedeutet:

c Kolbengeschwindigkeit in Meter pr. Sek.

D Durchmesser des Niederdruckcylinders in Millimeter.

Die **stark ausgezogene Kurve** giebt den Dampfverbrauch für die **nominelle** Leistung.

Beispiel: Es sei $D = 800$; $c = 2{,}7$; $p = 7$, so ist die auf den Niederdruckcylinder reduzierte ideelle Füllung der Normalleistung $h_i = 0{,}07$ und der Dampfverbrauch = 7,2 kg. Bei 4 m Kolbengeschwindigkeit, also das 1,5fache von c, ist der Dampfverbrauch = 0,96 · 7,2 = 6,9 kg. (für exakte Maschinen 10% weniger).

Einfluss der Kolbengeschwindigkeit auf den Dampfverbrauch.

Fig. 1416. Kolbengeschwindigkeit.

*) Für Maschinen mit **gut geheizt. Dampfmänt. u. Receiver, gute Kompress.** u. **exakte Ausführ.** kann der Dampfverbr. 10% **geringer garantiert** werden.

Dreifach-Expansionsmaschine mit Dampfhemd.

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Tabelle 157.

Durchm. des Niederdruckcyl.	Auspuff				Kondensation					
	Atm. abs. p =				Atm. abs. p =					
D	12	13	14	15	10	11	12	13	14	15
700	8,2	7,9	7,5	**7,1**	6,5	**6,2**	5,9	5,7	5,5	5,3
800	8,1	7,6	7,2	**6,8**	6,4	**6,1**	5,8	5,6	5,4	5,2
900	8,0	7,4	6,9	**6,4**	6,3	**6,0**	5,7	5,5	5,3	5,2
1000	7,9	7,2	6,6	**6,2**	6,2	**5,9**	5,7	5,5	5,3	5,1
1100	7,8	7,0	6,3	**6,0**	6,1	**5,9**	5,6	5,4	5,3	5,1
1200	7,7	6,8	6,0	**5,9**	6,1	**5,8**	5,6	5,4	5,2	5,1
1300	7,5	6,6	5,8	**5,8**	6,0	**5,8**	5,5	5,3	5,1	5,0
1400	7,3	6,4	5,7	**5,8**	6,0	**5,7**	5,5	5,3	5,1	5,0
1500	7,1	6,2	5,6	**5,7**	5,9	**5,7**	5,5	5,3	5,1	5,0

Bei der Kompound- und Dreifach-Expansionsmaschine ist **Dampfhemd** an **allen** Cylindern angenommen (vergl. Seite 114).

Über den Nutzen der **Receiverheizung** liegen genügende Versuchsresultate nicht vor. Die meisten Konstrukteure glauben bei entsprechend grosser Heizfläche eine Ersparnis von 4 bis 8 % zu erreichen.

Stehende Dreifach-Expansionsmaschinen gebrauchen des grösseren schädlichen Raumes wegen etwas mehr Dampf.

Eigenschaften des Wasserdampfes.

Wärmeeinheit (Kalorie) ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Wasser von 0° Cels. Temperatur auf 1° zu erhöhen.

Die Siedetemperatur des Wassers steht im engsten Zusammenhang mit dem auf der Oberfläche lastenden Drucke; bei atmosphärischem Drucke (1,033 kg pro Quadratcentimeter) ist die Siedetemperatur 100°, bei höherem Drucke mehr.

Gesättigter Dampf ist solcher, welcher für eine bestimmte Temperatur die grösste Dichte besitzt.

Überhitzter Dampf entsteht durch weitere Wärmezufuhr zum gesättigten Dampfe, während der Dampf mit der Wasseroberfläche nicht mehr in Berührung ist. Derselbe hat bei gleicher Spannung höhere Temperatur als letzterer.

Nasser Dampf ist ein Gemenge von Wasser und gesättigtem Dampfe gleicher Temperatur, wie er durch forciertem Betrieb, ungeeignete Konstruktion der Kessel und ungeeigneter Beschaffenheit des Kesselwassers entsteht. Auch das Kondenswasser in der Rohrleitung kann sich mit dem Dampf mischen.

Bezeichnung der Nässe des Dampfes.

Tabelle 158.

Mitgerissenes Wasser in %	0	2	4	6	10
Bezeichnung	trocken	zieml. nass	nass	sehr nass	über nass

Die **Gesamtwärme** des Wasserdampfes giebt die Anzahl der Wärmeeinheiten an, die zur Bildung von 1 kg Dampf aus Wasser von 0° bei bestimmter Spannung benötigt sind; sie setzt sich zusammen aus:

Flüssigkeitswärme, d. i. die zur Temperaturerhöhung der Flüssigkeit von 0° auf die Siedetemperatur aufgewendete Wärmemenge und aus der Verdampfungswärme, latenten oder gebundenen Wärme, die zur Dampfbildung aus der Flüssigkeit von der Siedetemperatur verwendet wurde.

Die **Verdampfungswärme** zerfällt in:

Äussere Verdampfungswärme, die zum Überwinden des äusseren Widerstandes beim Übergehen in Gasform nötige und die **innere Verdampfungswärme**, die zum Bestande des gasförmigen Zustandes nötige Wärmemenge (der Unterschied zwischen Verdampfungswärme und äusserer Verdampfungswärme).

Der **Dampfdruck** wird ausgedrückt durch:

Atmosphären absolut oder durch Atmosphären Überdruck. Erstere werden vom absoluten Vakuum gezählt, letztere vom Drucke der Atmosphäre und ist die Zahl der Atmosphären Überdruck um 1 (dem Druck der Luft) kleiner als die Zahl der absoluten Atmosphären. **Manometer** geben die Drücke in Atmosphären Überdruck an.

Gesättigte Wasserdämpfe nach Fliegener.

Tabelle 159. (Abgerundet.)

Atmosphären absolut	Temperatur in Grad C	Gesamtwärme $\lambda = q + \varrho + a$ — Flüssigkeitswärme	Verdampfungswärme $r = \varrho + a$ — innere	Verdampfungswärme — äussere	Dampfgewicht in Kilogramm per (pro) Kubikmeter
p	t	q	ϱ	a	γ
0,1	46	46	540	35	0,07
0,2	60	60	528	36	0,13
0,3	69	69	521	36	0,19
0,4	76	76	513	37	0,25
0,5	81	81	512	38	0,30
0,6	86	86	508	39	0,37
0,7	90	90	505	39	0,42
0,8	93	93	502	40	0,47
0,9	96	97	499	40	0,52
1,0	99	100	497	40	0,56
1,1	102	102	495	40	0,64
1,2	104	105	493	41	0,69
1,3	107	107	491	41	0,75
1,4	109	109	489	41	0,80
1,5	111	111	488	41	0,85
1,6	113	113	486	41	0,91
1,7	115	115	484	41	0,96
1,8	116	117	483	42	1,01
1,9	118	119	481	42	1,07
2,0	120	120	481	42	1,12
2,2	123	123	478	42	1,22
2,4	126	126	476	42	1,33
2,6	128	129	474	42	1,43
2,8	131	132	472	43	1,53
3,0	133	134	470	43	1,63
3,2	135	136	469	43	1,74
3,4	137	138	467	43	1,84
3,6	139	140	465	43	1,94
3,8	141	142	464	43	2,04
4,0	143	144	462	44	2,1
4,2	145	146	461	44	2,2
4,4	146	148	460	44	2,3
4,6	148	149	458	44	2,4
4,8	150	151	457	44	2,54
5,0	151	153	456	44	2,64
5,2	153	154	455	44	2,74
5,4	154	155	453	44	2,84
5,6	155	157	452	44	2,94
5,8	157	158	451	45	3,03
6,0	158	160	450	45	3,13
6,2	159	161	449	45	3,23
6,4	161	162	448	45	3,33
6,6	162	164	447	45	3,43
6,8	163	165	446	45	3,52
7,0	164	166	445	45	3,62
7,25	165	167	444	45	3,74
7,50	167	169	443	45	3,86
7,75	168	170	442	45	3,98
8,00	170	172	441	45	4,10
8,25	171	173	440	45	4,22
8,50	172	174	439	46	4,34
8,75	173	175	438	46	4,46
9,00	174	177	437	46	4,58
9,25	176	178	437	46	4,70
9,50	177	179	436	46	4,82
9,75	178	180	435	46	4,94
10,00	179	181	434	46	5,06
10,25	180	182	433	46	5,18
10,50	181	183	432	46	5,30
10,75	182	185	421	46	5,41
11,00	183	186	431	46	5,53
11,25	184	187	430	46	5,65
11,50	185	188	429	46	5,77
11,75	186	189	428	46	5,89
12,00	187	190	427	46	6,01
12,25	188	191	427	46	6,12
12,50	189	192	426	47	6,24
12,75	190	193	425	47	6,36
13,00	191	193	425	47	6,47
13,50	192	195	423	47	6,71
14,00	194	197	421	47	6,94
14,50	196	199	420	47	7,17
15,00	197	200	419	47	7,40

1. Beispiel: Das Manometer eines Dampfkessels zeigt 5,2 Atm. an, welche Temperatur besitzt der Dampf?

Nach Tabelle ist für $(5{,}2 + 1) = 6{,}2$ Atm. abs. $t = 159^{\circ}$ C.

2. Beispiel: Wieviel wiegen 23 cbm Dampf von 7 Atm. abs.?

Nach Tabelle wiegt 1 cbm 3,619 kg, also 23 cbm wiegen $23 \times 3{,}619 =$ 83,237 kg.

Die Speisewassermenge.

Die Speisepumpe ist so einzurichten, dass dieselbe **das 2,2fache** für den **normalen** Betrieb benötigte Wasserquantum **zu** liefern imstande ist.

Die gewöhnlich von einem Excenter von der Schwungradwelle aus angetriebene **Maschinenspeisepumpe** ist einfach wirkend.

Es bedeute:

S den Gesamtdampfverbrauch pro Stunde in Kilogramm,
d „ Durchmesser der Speisepumpe in Decimeter,
h „ Hub der Speisepumpe in Decimeter.
n die Tourenzahl pro Minute,
φ den Wirkungsgrad der Pumpe ($\varphi = 0{,}80$),

so ist zu nehmen für einfach wirkende Pumpen:

$$d^2 \frac{\pi}{4} h = \frac{2{,}2\,S}{n\,60\,\varphi},$$

$$d^2 \frac{\pi}{4} h\,n\,60\,\varphi = 2{,}2\,S.$$

Beispiel:

Zur Maschine $D = 400$, $H = 700$, $n = 85$, $p = 7$ ohne Kondensation ist eine Speisepumpe mit Excenterantrieb zu konstruieren.

Nach Seite 330 ist der **Dampfverbrauch** pro Stunde:

$$S = 85 \cdot 13{,}2 = 1122 \text{ kg},$$

also ist das **Pumpenvolumen:**

$$d^2 \frac{\pi}{4} h = \frac{2{,}2 \cdot 1122}{85 \cdot 60 \cdot 0{,}8} = \sim 0{,}6 \text{ Liter.}$$

Dazu würde passen Plungerdurchmesser $d = 85$ mm, Plungerhub $h = 110$ mm.

Die **Wassergeschwindigkeit** in den Saug- und Druckröhren, sowie in den Ventilen betrage ca. 1 m pro Sekunde, im **Maximum** 1,8 m.

Handelt es sich um Speisung mittels **Dampfpumpe** oder **Injekteur**, oder um lange Saug- und Druckleitungen, so beachte man Abschnitt XI „Rohrleitung und Armaturen“ und Abschnitt XIII „Pumpen“.

Abschnitt VII.

Kondensation.

In der Vervollkommnung der **Dampfanlagen** sind seit hundert Jahren viele Fortschritte zu verzeichnen. Der Kohlenverbrauch beträgt etwa ein Viertel des damaligen Kohlenverbrauchs. Desto auffallender ist die Thatsache, dass die meisten Kondensatoren einen sehr schlechten Effekt geben.

Die **Luftpumpenkondensatoren** werden noch mit der mangelhaften Wirkung ausgeführt, wie vor hundert Jahren, beziehungsweise wie sie der alte „Watt" herstellte. Die **Mängel** der bis jetzt gebräuchlichen Luftpumpenkondensatoren sind unter anderm folgende:

1. Das **Vakuum im Dampfcylinder ist niedriger** als dasjenige im Kondensator. Es ist eine starke Täuschung, wenn man annimmt, dass die Luftleere, welche der in Verbindung mit dem Kondensationsraum stehende Vakuummeter anzeigt, der Luftleere im Dampfcylinder entspreche.

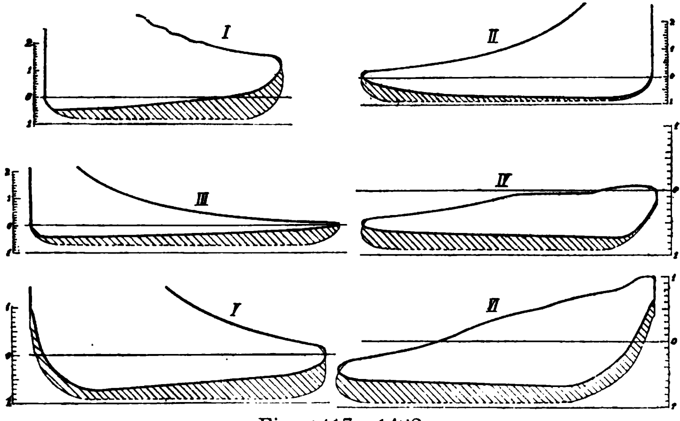


Fig. 1417—1422.
Diagramme von Maschinen mit Luftpumpenkondensatoren.

Indikatorversuche zeigen, dass Unterschiede bis 40 cm Quecksilbersäule und noch mehr vorkommen! Man merke sich also folgendes:

Das Vakuum im Kondensationsraum giebt uns nicht den geringsten Anhalt zur Beurteilung der Luftleere hinter dem Dampfkolben beziehungsweise der Güte der Kondensation.

Hunderte von Indikatorversuchen, welche der Verfasser anstellte, bestätigen dieses ohne Ausnahme und sind in vorstehenden Figuren einige (nicht etwa zu diesem Zweck herausgesuchte) Diagramme wiedergegeben.

Linie .... entspricht dem Vakuum, welches das Vakuummeter am Kondensator anzeigt. Die schraffierte Fläche ist Verlust.

Diagramm	Maschine	Steuerung	Cylinderdurchm.	Hub	Touren	Vakuummeter zeigt
I	Eincyl.-Masch.	Schieber	465	760	70	60 cm
II	„ „	Ventil	450	700	67	70 „
III	„ „	Schieber	600	1100	70	54 „
VI	Kompound „	Ventil	800	800	77	70 „
V	„ „	„	900	1050	60	67 „
VI	Schiffs „	Schieber	480	506	140	72 „

2. Die Druckausgleichung zwischen Dampfcylinderraum und Kondensator erfolgt nicht wie in Fig. 1423 gezeichnet, sondern

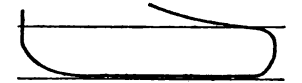


Fig. 1423. Richtiger Druckausgleich.

zu langsam, wie aus Indikatordiagrammen, besonders mit hoher Endspannung, ersichtlich ist. Grosse Vorausströmung und grosse Wasserverschwendung vermindern wohl diesen Übelstand, heben ihn aber nicht auf.

3. Der **Kühlwasserverbrauch** und die Luftpumpenarbeit ist ein zu grosser; giebt es doch Anlagen, wo die Luftpumpe 3—5 % der Maschinenleistung ausmacht.

Welche **finanziellen Vorteile** durch Umänderung einer Kondensation erziellt werden können, sei an folgendem Beispiel erklärt.

Die unter Nr. V aufgeführte Kompoundmaschine ist mit ihrer ganzen Kraft beansprucht, und ergeben die Diagramme eine Leistung von 390 Pferdestärken. Durch die mangelhafte Wirkung des Luftpumpenkondensators **gehen ca. 40 Pferdestärken verloren.** Diese 40 PS. können durch eine sachgemässe Umänderung der Kondensation gewonnen werden, ohne dass der Dampfverbrauch der Maschine ein höherer würde und ohne den Kühlwasserverbrauch zu vergrössern.

Diese Rekonstruktion kostet 4000 Mark. Es ergiebt sich also mit diesem Anlagekapital eine kostenfreie Kraft von 40 Pferdestärken; berücksichtigen wir noch, dass im vorliegenden Falle der Fabrikbetrieb eine Vergrösserung der Dampfkraft um ca. 40 Pferdestärken notwendig machte, so ergiebt sich folgende Kalkulation:

Neue 40 *PS.* Dampfmaschine Anlagekapital	18000 Mk.	Vorhandene Kondensation ändern Anlagekapital 4000 Mk.
Zinsen pro Jahr 5 % . . .	900 „	200 Mk.
Amortisation 8 % . . .	1440 „	320 „
Instandhaltung 2 % . . .	360 „	80 „
Arbeits- und Brennmaterial-Speisewasserkosten von 40 Pferdestärken pro Jahr .	3800 „	30 „
	6500 Mk.	630 Mk.

Die Erstellungskosten der 40 Pferdestärken sind daher im zweiten Falle um 6500—630, also ca. 5870 Mk. pro Jahr billiger.

Die **wesentlichen Teile einer Kondensation** sind:

1. der Niederschlagsraum;
2. die Luft- und Warmwasserpumpe;
3. Rohrleitungen.

1. Der Niederschlagsraum.

Mischkondensation. Der Dampf wird mit Wasser in Berührung gebracht und schlägt dadurch nieder. Dampf und Wasser **vermischen** sich also. In diesem Gemisch ist natürlich auch das vom Dampf aus der Maschine mitgerissene Öl enthalten, es wird deshalb dieses sogenannte „Warmwasser" ungern zur Kesselspeisung benutzt.

Oberflächenkondensation oder trockene Kondensation, Wasser- und Dampfraum sind getrennt und findet die Wärmeübertragung durch Metallwände statt. Der kondensierte Dampf giebt destilliertes, mit Öl vermischtes Wasser; es kann zur **Kesselspeisung** benutzt werden, wie es bei Schiffsmaschinen wegen der schlechten Eigenschaft des Seewassers notwendig ist. Die Oberflächenkondensatoren sind in der Herstellung viel teurer als die bei Mischkondensation gebräuchlichen **Einspritzkondensatoren**

2. Die Luftpumpe.

Man unterscheidet **trockene** Luftpumpen und **nasse** Luftpumpen, erstere saugen bloss Luft und Dampf, letztere noch das warme Wasser ab. Bei beiden ist die von aussen durch Stopfbüchsen und Dichtungsstellen **eindringende Luft** der

grösste Feind der Luftleere, und man trachtet durch geeignete Hülfsmittel diese möglichst einzuschränken. Besonders einfach gestaltet sich die Vorkehrung bei den Stopfbüchsen, die verhältnismässig die grösste Luftmenge durchlassen.

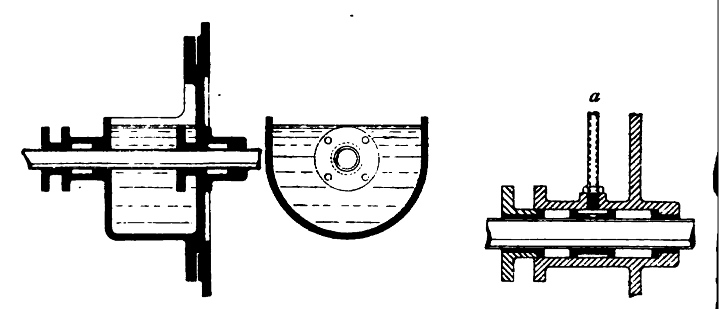


Fig. 1424. Hydr. Dichtung. Fig. 1425. Hydr. Dichtung.

Fig. 1424—1425 stellen zwei Formen zur hydraulischen Dichtung dar, die meist in Verbindung mit den nassen Luftpumpen angetroffen werden. *a* Rohr nach dem Wasser des Druckraumes s. Fig. 1456—1460.

Die Ventile der nassen Luftpumpen

sollen so angeordnet werden, dass die eventuell zutretende Luft auf den möglichst kürzesten Weg und vor dem Wasser entfernt wird, um in der Luftpumpe Luftansammlungen zu vermeiden. Aus diesem Grunde sind hochliegende Saugventile, wie in Fig. 1426 dargestellt, den andern vorzuziehen.

Ventilkonstruktion. Bei nassen Luftpumpen werden Ventilklappen und bei trocknen Luftpumpen auch Schieber verwendet. Um den Lufteintritt zu vermeiden, müssen die Druckventile bei nassen Luftpumpen immer unter Wasser stehen.

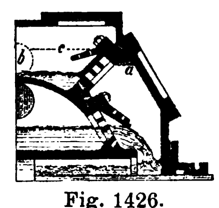


Fig. 1426.

In Fig. 1426 ist eine fehlerhafte Ventilanordnung dargestellt, mit *a* ist der Luftsack, mit *b* der zu tief gelegte Wasserabfluss, mit *c* die nötige Wasseroberfläche bezeichnet.

Meist verbreitet sind die **Gummiklappen** rechteckiger oder runder Form, bei welchen die Elasticität des Materials den Schluss unterstützt. Oberhalb der Ventile befinden sich **Fangteller**, die gelocht sein müssen, um das Anhaften der Ventile zu vermeiden. Ein grosser **Nachteil** der Gummiventile ist es, dass sie

bei hoher Temperatur und dem Fett nicht standhalten. Um den Einfluss der hohen Temperatur teilweise zu berichtigen, wendet man oft kreisförmige Löcher in den Ventilsitzen an, wodurch die Ausbauchung eine kugelige wird, die das Material weniger beansprucht wie bei trapezförmigen Öffnungen (vergl. Haeder, Dampfkessel, S. 103), überdies werden die Auflageflächen beträchtlich vergrössert und der Flächendruck verkleinert (Fig. 1427—1428).

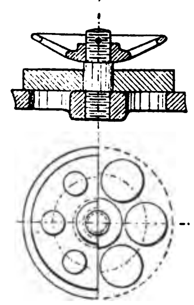


Fig. 1427—1428.

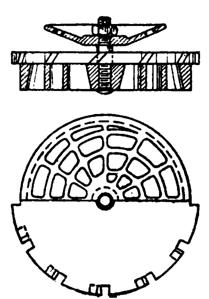
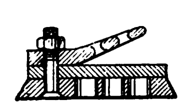


Fig. 1429—1430.

Eine andere Methode, die Lebensdauer der Gummiventile zu verlängern, ist in Fig. 1429—1430 dargestellt. Hier erhebt sich die Gummiklappe vor dem Aufbiegen ein wenig; am Rande des Ventiles sind schraubenförmige Kerbe, infolgedessen verdreht sich das Ventil durch die Wassersströmung bei jedem Hube, die excentrischen Stege verteilen die Eindrücke auf die ganze Fläche und werden somit weniger merklich.

Fig. 1431. **Rechteckige Gummiplatte.**



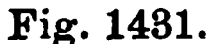


Fig. 1431.

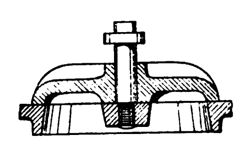


Fig. 1432.
Metallventil.

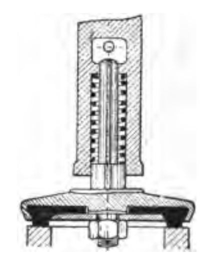


Fig. 1433.
Hartgummiventil.

Vulkanfieber wird erfolgreich als Ersatz des Gummis angewendet, es wird weder von der Hitze, noch vom Öle verdorben, hält aber nur im nassen Zustande gut dicht

Fig. 1432. **Metallventile,** wie sie bei der englischen Marine häufig angewendet werden; von Hitze und Öl werden sie nicht angegriffen, empfehlen sich daher bei Oberflächenkondensatoren und dort, wo hohe Wassertemperatur zu erwarten ist, bestens.

Fig. 1433. **Hartgummiventile** mit Federbelastung (ca. $^{1}/_{20}$ kg per Quadratcentimeter) bewährt sich bei schnell gehenden Luftpumpen sehr gut.

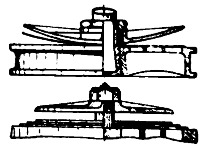


Fig. 1434—1435.

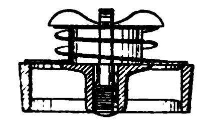
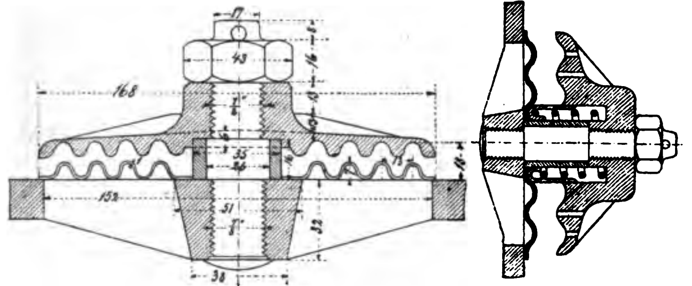


Fig. 1436.
Metallventil mit Federbelastung.

Fig. 1434—1435. **Flache Metallplattenventile** der Metallic Valve Co., die an Stelle der Gummiventile der nassen Luftpumpen eingesetzt werden.

Fig. 1436. Desgleichen in der Ausführung von Creuzot mit Federbelastung.



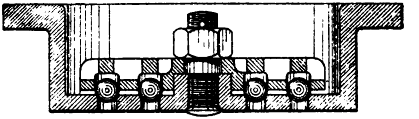
Horizontale Anordnung. Vertikale Anordnung.

Fig. 1437. Ventil mit gewellten Metallplatten. Fig. 1438.

Fig. 1437 **Gewelltes Metallplattenventil** der Corrugated Valve Co. für horizontale Anordnung; man lobt diese Ventile wegen ihrer grösseren Sicherheit und den sich ergebenden grossen Durchgangsquerschnitten, da die kreisförmigen Stege wegfallen können.

Fig. 1438 stellt die vertikale Anordnung dar, hierbei müssen die Hubfänger gelocht sein, der Schluss erfolgt durch den Wasserdruck und die Federbelastung.

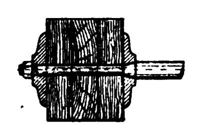
Fig. 1439. **Kugelventile** mit rundgewalzten, etwa 10 mm dicken Stahlkugeln von Genty mit Erfolg angewendet.


Fig. 1439. Kugelventile von Genty.

Bei den kleinen Überdrücken, die in Luftpumpen herrschen, empfiehlt es sich, das den Ventilen zugeführte Wasser mit Überdruck zufliessen (nicht saugen) zu lassen, um die Eröffnung unter allen Umständen rasch zu gewährleisten.

Kolben der Luftpumpen.

Die bei Luftpumpen verwendeten **Kolben** sind entweder Scheiben- oder Mönchskolben. Letzteren folgt das Wasser bei höherer Geschwindigkeit leichter, wie den ebenen Scheibenkolben, und treten dabei weniger heftige Wasserstösse auf; gleichen Vorteil rühmt man den kegelförmig ausgedrehten Kolben, wenn auch nicht in gleichem Masse, nach.


Fig. 1440. Kolben mit Holzpackung.

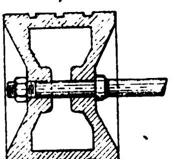
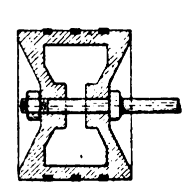
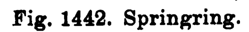
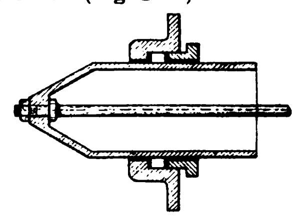

Fig. 1441. Labyrinthdichtung.

Fig. 1440. **Kolben mit Holzpackung** ist einer der billigsten, jedoch nur dort anwendbar, wo sehr reines Wasser zur Verfügung steht; bei sandhaltigem Wasser setzen sich Sandkörner in das weichere Holz und schleifen die Cylinder rauh aus.

Gleiches gilt von dem **Hanfkolben** (Fig. 1445).



Fig. 1442. Springring.


Fig. 1443. Mönchskolben.

Bei reinem Wasser genügen lange Kolben mit eingedrehten Rillen (Labyrinthdichtung), wie solche in Fig. 1441 und 1446 dargestellt sind.

Fig. 1443. **Mönchskolben** mit aussenliegender Stopfbüchse sind bei sehr schmutzigem Wasser jeder anderen Konstruktion vorzuziehen.

Fig. 1442 stellt einen Kolben mit **Springringen** dar, wie solche häufig in Luftpumpen anzutreffen sind. Sie bewähren sich besonders gut, wenn Ringe aus nicht rostendem Metall verwendet werden.

Anordnungen der Luftpumpen.

Bei horizontalen Maschinen mit mässiger Kolbengeschwindigkeit findet man häufig die Kolbenstangen der Pumpe und des Dampfcylinders direkt miteinander gekuppelt, doch ist dieses nicht zu empfehlen.

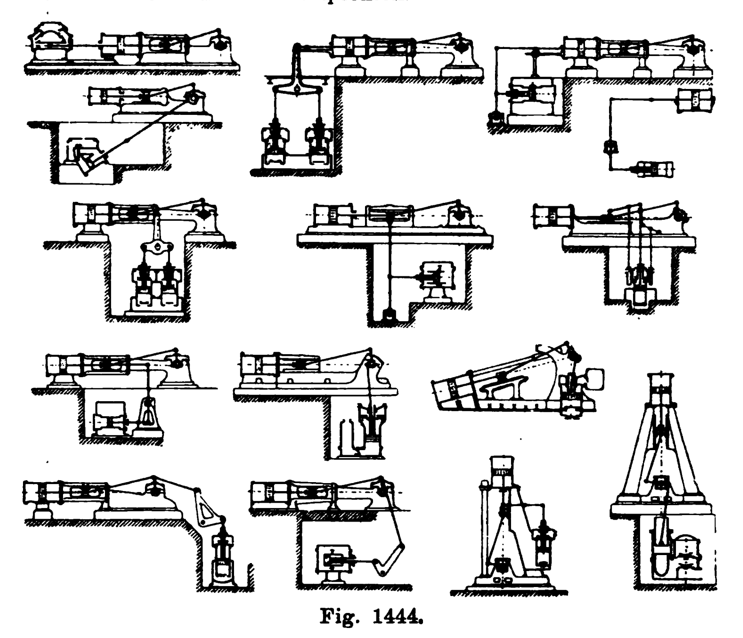


Fig. 1444.

Ausführung der Luftpumpe.

Horizontale Luftpumpen werden meist doppelt wirkend, vertikale Luftpumpen einfach wirkend ausgeführt, in letzterem Falle ordnet man gewöhnlich zwei einfach wirkende Luftpumpen an, dadurch wird der Gang ruhiger, und es werden verschiedene Saughöhen vermieden (s. Fig. 1447).

Der **Luftpumpenkondensator** (Fig. 1445) wird für Schiffsmaschinen sehr häufig angewandt, es ist die alte Wattsche Anordnung, einfach und verlässlich, leidet nur an der schwierigen Zugänglichkeit zu den Saugventilen.

Fig. 1446 stellt eine Abänderung derselben Wattschen Konstruktion dar, bei welcher der Kolben als Saugventil dient.

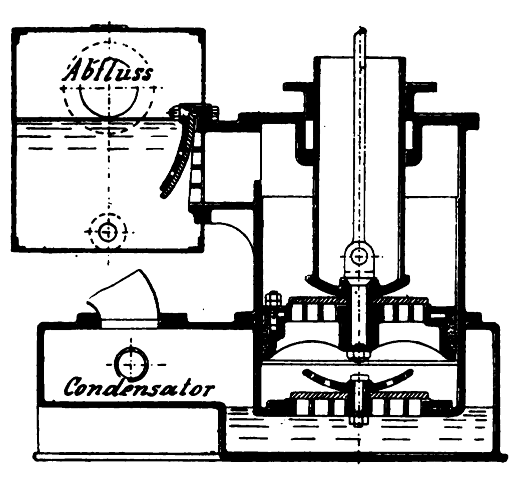


Fig. 1445.

(Ausgeführt von G. Kuhn, Stuttgart-Berg.) Beim Niedergehen des Kolbens öffnet er die im Pumpenstiefel befindlichen Öffnungen, wobei das Wasser, die Luft und der Dampf in den inneren Raum gelangen, beim Aufgange werden die Öffnungen geschlossen und die angesaugte Flüssigkeit, sowie Luft und Dampf durch die Druckventile gepresst. Da ein Teil des vom Kolben angesaugten Wassers beim Aufgange wieder zurückgepresst wird, so muss dieser Verlust bei der Ausmittelung des Luftpumpenvolumen berücksichtigt werden. — Fig. 1447, dieselbe Anordnung, durch ein Kunstkreuz getrieben. — Die Ersetzung der Saugventile durch vom Kolben geschlossene und wieder geöffnete Durchgänge im Pumpenstiefel wird auch bei liegenden doppelt wirkenden Luftpumpen ausgeführt.

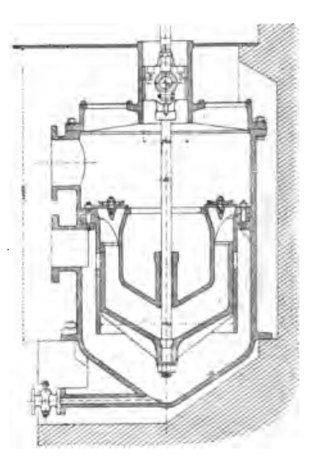


Fig. 1446.
Luftpumpe von G. Kuhn.
Z. d. Ver. d. Ing., 1891, Taf. 38.

In Fig. 1451, **horizontale Luftpumpe** der Eisenhütte „Prinz Rudolf“, Dülmen, mit Scheibenkolben und Gummiklappen. Die Anordnung ist so getroffen, dass zuerst die Luft durch das Druckventil ausgestossen wird.

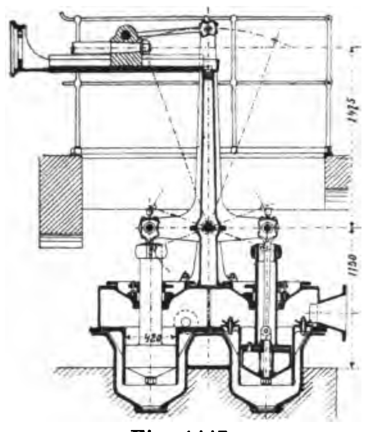


Fig. 1447.
Z. d. Ver. d. Ing., 1892, Taf. 9.

Der Pumpenstiefel ist gesondert eingesetzt und der Scheibenkolben mit Metalldichtung versehen.

Fig. 1450. **Zwei Luftpumpen** von „Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal“, mit eingesetzten Pumpenstiefeln. Der Kolben in der Fig. 1450 hat Metalldichtung, der in Fig. 1450a Labyrinthdichtung.

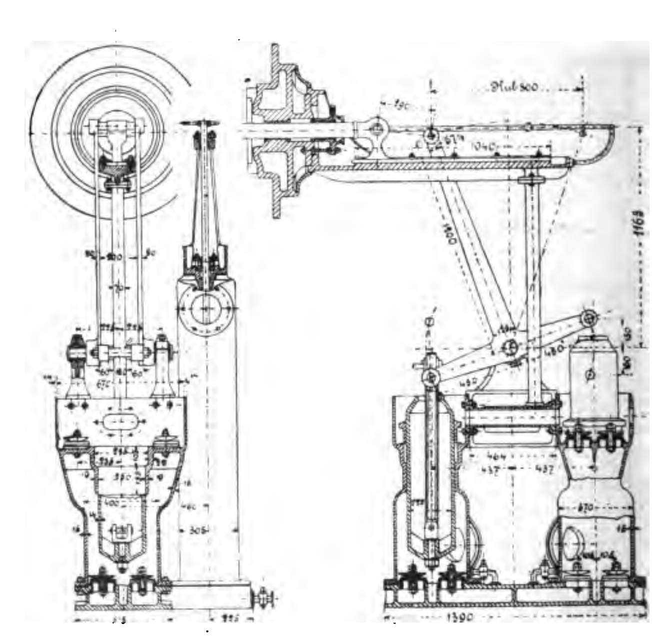


Fig. 1448—1449. Luftpumpe unter Flur angeordnet.

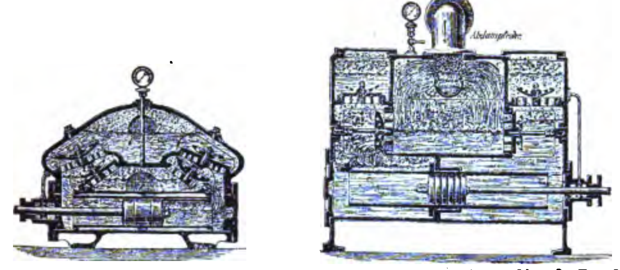


Fig. 1450 u. 1450a. Luftpumpen von Klein, Schanzlin & Becker.

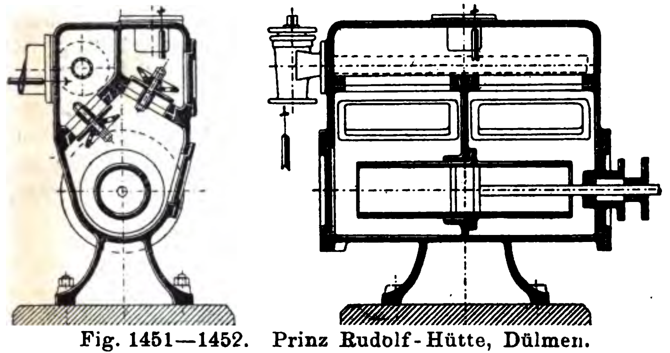


Fig. 1451—1452. Prinz Rudolf-Hütte, Dülmen.

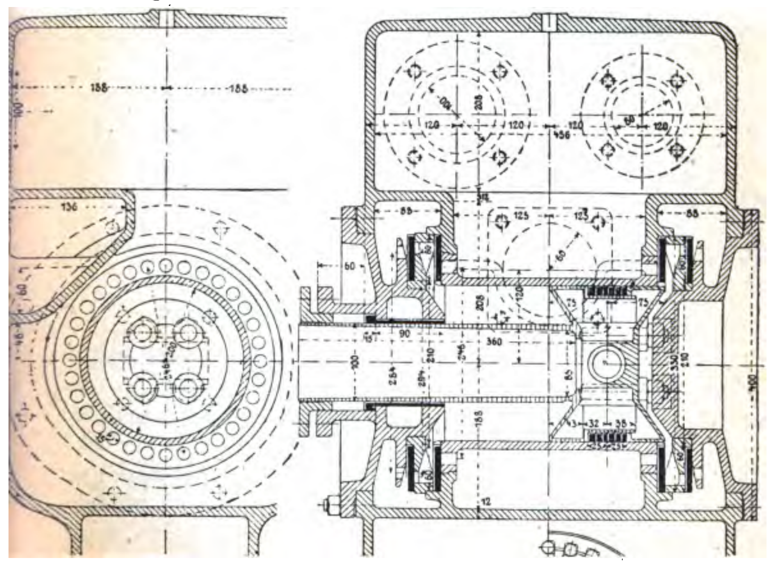


Fig. 1453—1455. Luftpumpe von Oerlicon.

Fig. 1453—1455. **Luftpumpe von der Fabrik Oerlicon** (Zeitsch. d. Ver. deutsch. Ing., 1890, S. 811) zeichnet sich durch eine gedrängte Konstruktion und durch die eigene, auch bei vertikalen Luftpumpen anzutreffende Ventilkonstruktion aus. Die Kolben sind kegelförmig ausgedreht, um Wasserstösse möglichst zu vermeiden. Die Luft wird auch wieder zuerst vom Kolben durchs Druckventil ausgestossen.

Luftpumpe mit Mönchskolben.

Die Ventile sind in gesonderten, aufzuschraubenden Platten untergebracht.

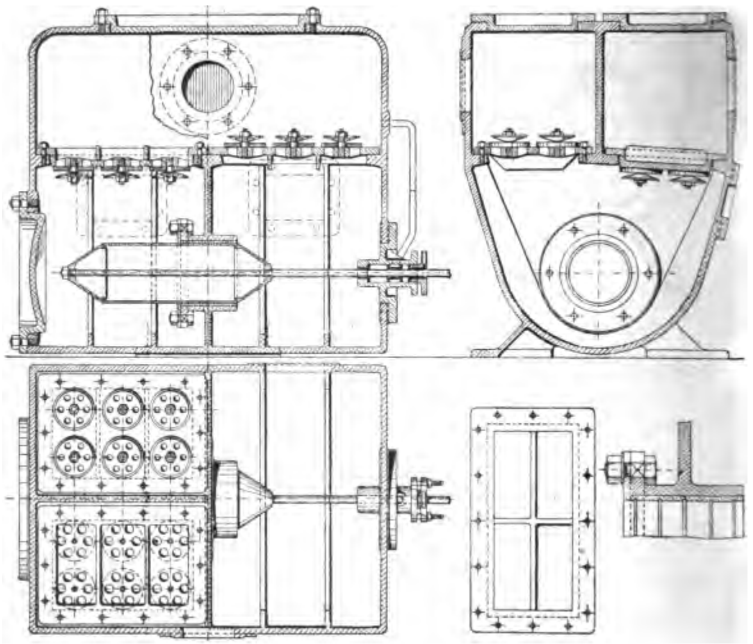


Fig. 1456—1460. Luftpumpe mit Mönchskolben.

Der Kolben läuft in einem eingeschraubten Metallführungsringe mit Labyrinthdichtung und ist so konstruiert, dass sein Gewicht jenem des von ihm verdrängten Wassers entspricht, er lastet daher nicht auf dem Führungsringe; einseitige Abnützung ist so vermieden. Bei schmutzigem Wasser kann eine im Luftpumpenraume liegende Stopfbüchse angewendet werden. Hohe Tourenzahl wegen der nach unten sich öffnenden Saugklappen nicht zulässig.

Fig. 1461—1463 **Luft- und Warmwasserpumpe** nach einer Ausführung von „Oerlicon“, Zeitchr. d. Vereins deutscher Ingen. 1890.

Diese Konstruktion soll Luft und Wasser gesondert abführen.

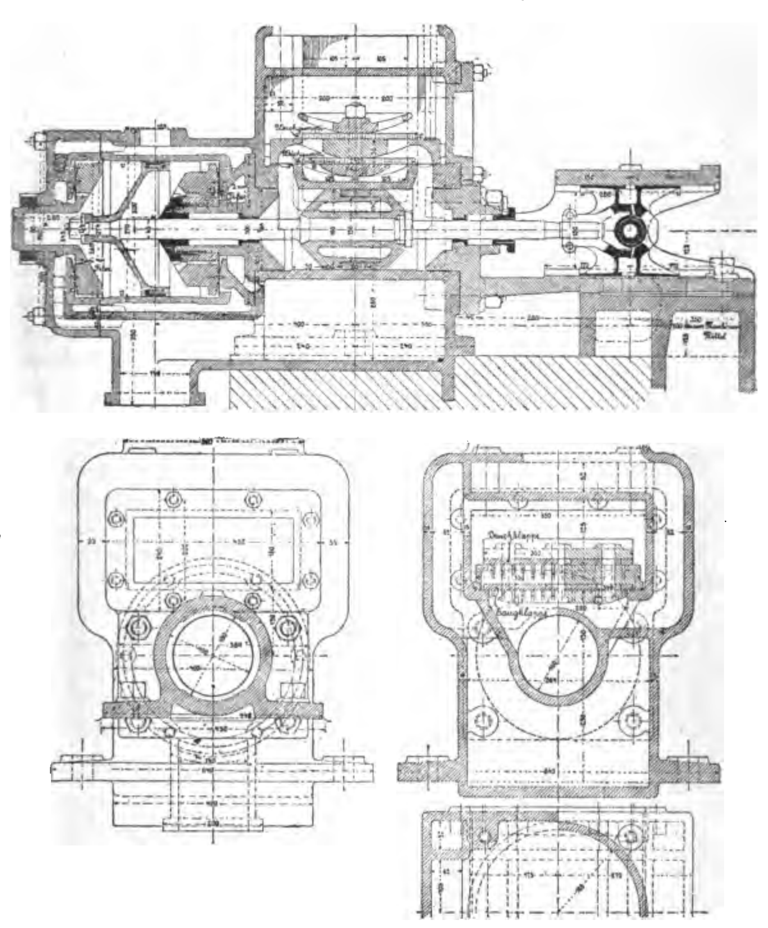


Fig. 1461—1463. Luftpumpe von Oerlicon.

Horn erreicht die gesonderte Luftabführung bei seinem Luftpumpenkondensator durch besondere an der höchsten Stelle desselben liegende kleine Saugventile, wodurch die Luft die Wassersaugventile nicht zu passieren braucht.

Rohrleitung vom Dampfcylinder nach Kondensator-Übergangsleitung.

Liegt das Austrittsrohr höher als der Kondensator, so wird alles in der Rohrleitung niedergeschlagene Kondenswasser nach dem Kondensator fliessen. Dieses ist gewöhnlich der Fall, wenn der Kondensator unter Flur des Maschinenhauses liegt. Anders verhält es sich, wenn der Kondensator hoch steht, wie in Fig. 1464. Hier ist es nötig, das sich in der Übergangsleitung ansammelnde Kondenswasser zu entfernen und geschieht daher dieses am besten durch ein Rohr, welches während des Austreibens der Luft geöffnet und nachher geschlossen wird.

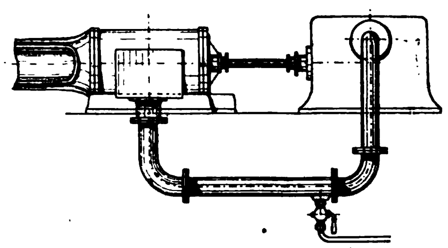


Fig. 1464. Entwässerung.

Wird die Leitung nicht entwässert, so sammelt sich bei Stillständen Wasser an, verengt den Querschnitt und erzeugt einen starken Gegendruck auf dem Dampfkolben der Maschine, trotzdem wird das Vakuummeter am Kondensator ein hohes Vakuum zeigen.

Ist die Wasseransammlung gross genug geworden, so wird ein Moment eintreten, in welchem der grösste Teil des angesammelten Wassers nach dem Kondensator gerissen wird, und das Spiel der Verengung der Übergangsleitung beginnt von neuem.

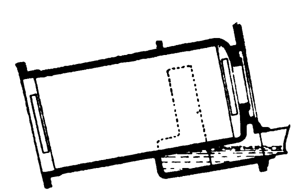


Fig. 1465. Wassersack.

Den eben gerügten Übelstand hatte der in Fig. 1465 dargestellte Niederdruckcylinder der Schiffsmaschine eines Raddampfers; hier wurde ein Entwässerungsrohr zum tieferstehenden Kondensator geführt.

Kondensationsmaschine als Auspuffmaschine.

Jede Kondensationsmaschine soll so eingerichtet sein, dass dieselbe auch als Auspuffmaschine arbeiten kann.

Zu diesem Zwecke wird in der Übergangsleitung ein Wechselventil nach Fig. 1466 oder 1467 eingeschaltet.

Der Dampf tritt bei der Mittelflansche des in Fig. 1466 gezeichneten Eckventiles ein und kann durch Schliessen der einen oder der andern Austrittsöffnungen ins Freie auspuffen oder zum Kondensator geleitet werden.

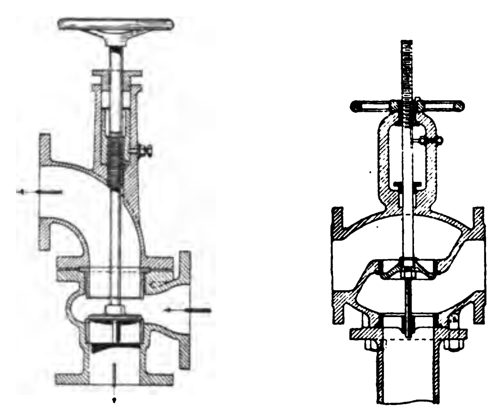


Fig. 1466. Wechselventile. Fig. 1467.

Das Anlassen der Kondensationsmaschine.

Bei **Saughöhen**, die 2 m übersteigen, müssen Vorkehrungen getroffen werden, um bei Inarbeitsetzung der Dampfmaschine das Ansaugen des Wassers durch die Luftpumpe zu gewährleisten, was entweder durch eine Hülfseinspritzung oder durch Austreiben der Luft durch eine Hülfsdampfleitung (Fig. 1468) vor dem Anlaufen erfolgen kann, weil sonst der aus dem Dampfcylinder entweichende Dampf in den Kondensator unter Erhöhung des Gegendruckes gepresst wird.

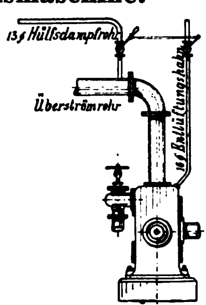


Fig. 1468. Hülfsdampfleitung.

Die Kühlwassermenge.

Die Menge des Kühlwassers richtet sich nach der niederzuschlagenden Dampfmenge und der Eintrittstemperatur des Kühlwassers.

Betrachten wir alle in Betrieb befindlichen Luftpumpenkondensatoren, so ergeben sich die folgenden Durchschnittswerte bei einer Eintrittstemperatur von $t_0 = 10^0$ C.

Mittelwerte gewöhnlicher Luftpumpenkondensatoren.

Gegendruck in Atm. abs. p_0 . .	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Temperatur des Warmwassers t_1	42	40	38	35	30	28	25
Kühlwasserverhältnis m . . .	18	18	21	23	30	33	40

Prüft man nun diese Resultate, so ergiebt sich, dass der **Kühlwasserverbrauch ein doppelt so grosser ist,** als er sein sollte.

Das **Kühlwasserverhältnis** m, also das Verhältnis des gebrauchten Kühlwassergewichtes zum Dampfgewicht ist bestimmt durch folgende Gleichung:

$$m = \frac{630 - t_1}{t_1 - t_0} \text{ worin bedeutet:}$$

t_0 Eintrittstemperatur in Grad C.

t_1 Temperatur des Abflusswassers in Grad C.

Bei vorhandenen Anlagen misst man also einfach die Kühlwasser- und Abflusswassertemperatur und berechnet das Kühlwasserverhältnis m nach obiger Gleichung.

Das **theoretische Vakuum** wird beeinträchtigt durch Undichtigkeiten, durch Reibung des Dampfes in Kanälen und Rohrleitungen.

Legt man nun eine **richtige Ausnutzung** des Kühlwassers zu Grunde, indem die Temperatur des Abwassers um etwa 8° C. geringer, als die dem Vakuum entsprechende Temperatur angenommen wird (vergl. Tabelle 167), so erhalten wir die in Tabelle 167 enthaltenen Werte.

Temperatur und Gesamtwärme des Wasserdampfes

von 1 bis 0,02 Atm. abs.

Tabelle 167.

Atm. abs. . . . . p	1,0	0 9	0 8	0.7	0,6	0.5	0,4	0,35	0,3
Temperatur ° C. . t	100	97	94	90	86	82	76	73	69
Gesamtwärme . . λ	637	636	635	634	633	631	630	629	628
Atm. abs. . . . . p	0,25	0,2	0.15	0,12	0,10	0.08	0,06	0,04	0,02
Temperatur ° C. . t	65	60	54	50	46	42	36	29	18
Gesamtwärme . . λ	627	625	623	622	621	619	618	615	612

Beispiel: Welche Temperatur entspricht einer Luftleere von 0,2 Atm. abs.? Nach Tabelle 167 ist die entsprechende Temperatur 60° C.

Beispiel: Eine Dampfmaschine von 500 indizierten *PS* gebraucht pro N_i und Stunde 8 kg Dampf; wieviel Kühlwasser ist nötig, um ein Vakuum von 0,2 Atm. bei 10° Einspritztemperatur zu erzielen?

Niederzuschlagende Dampfmenge 500 · 8 = 4000 kg.

Nach Tabelle 168 ist das vierzehnfache Wasserquantum nötig, also 14 · 4000 = 56000 kg = 56 kbm pro Stunde.

Werte des Kühlwasserverhältnisses $m = \frac{\text{Kühlwassergewicht.}}{\text{Dampfgewicht.}}$

Tabelle 168.

Gegendruck im Cylinder p_0 = Temperatur d. Warmwassers t_1 =			0,4 67°	0,35 65°	0,3 61°	0,25 57°	0,2 52°	0,15 46°	0,1 38°
Temperatur des Kühlwassers t_0	10°	m =	10	10	11	12	14	16	21
	15°	m =	11	11	12	14	16	19	26
	20°	m =	12	13	14	16	18	23	33
	30°	m =	15	16	18	20	26	37	—
	40°	m =	21	22	27	34	48	—	—
	50°	m =	33	28	52	—	—	—	—
	60°	m =	80	—	—	—	—	—	—

Wird weniger Wasser verwendet, so wird das Vakuum schlechter, wie ebenfalls aus Tabelle 168 ersichtlich ist.

Die obige Tabelle gilt nur für **vollkommene Kondensation**; die gewöhnlichen Luftpumpenkondensatoren gebrauchen das doppelte und lassen die Verwendung von Kühlwasser über 30° C. überhaupt nicht zu.

Nutzen der Kondensation.

Wenn die Kondensation den grösstmöglichsten **Nutzen** bringen soll, so muss dieselbe:

1. billig in der Herstellung sein,
2. die grösstmöglichsten **Dampfersparnisse** geben.

Die **Dampfersparnisse** durch Kondensation betragen durchschnittlich:

bei den bekannten Luftpumpenkondensatoren 15—30 %,
bei richtiger Ausführung . . . . 25—38 %.

Unter **richtiger Ausführung** soll eine Kondensation verstanden werden, welche die auf Seite 337 und 338 erwähnten Übelstände nicht hat und mit welcher die in Tabelle 168 aufgeführten Werte erreicht werden.

Es seien in folgendem **richtige Ausführungen zu Grunde gelegt.**

Wie schon aus Tabelle 168 ersichtlich, hat der **Kühlwasserverbrauch** viel Einfluss auf die Ersparnisse der Kondensation. Die nachstehende, aus der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1891 entnommene Abbildung veranschaulicht den Einfluss des Kühlwasserverhältnisses auf die Dampfersparnisse und gilt für normale Verhältnisse.

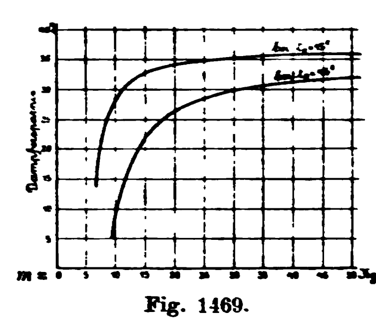


Fig. 1469.

Die Fig. 1469 zeigt, dass die Dampfersparnisse beim 15fachen Wasserquantum 33 % und beim 30fachen 35 % betragen. (15° Kühlwassertemperatur angenommen.)

Man wird also im allgemeinen auf ein Vakuum nicht höher als 0,2—0,15 Atm. rechnen, dabei aber ein System wählen, dass das Vakuum auch hinter dem Dampfkolben herrscht und nicht nur vom Vakuummeter am Kondensator angezeigt wird.

Kraftbedarf der Luftpumpen.

Die Luftpumpe hat folgende Widerstände zu überwinden:

Mittlere Spannungsdifferenz vor und hinter den Luftpumpenkolben, Wassersäule von Saugklappe bis Warmwasserabfluss, Reibungswiderstand der Luftpumpe.

d den Durchmesser der Luftpumpe in Centimeter,

c die Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe in Meter pro Sekunde,

$p_l = 0{,}2 - 0{,}6$ die oben erwähnte Spannungsdifferenz in Kilogramm pro Quadratcentimeter,

h die Förderhöhe des Warmwassers in Meter,

so ist der Arbeitsaufwand in Pferdestärken

einfach wirkende Luftpumpe — doppelt wirkende Luftpumpe

$$N = 1{,}3 \cdot \frac{d^2 \frac{\pi}{4} \cdot c \cdot (p_l + \frac{h}{10})}{2 \cdot 75}, \quad N = 1{,}3 \cdot \frac{d^2 \frac{\pi}{4} \cdot c \cdot (p_l + \frac{h}{10})}{75}.$$

Durchschnittlich kann man für den Kraftbedarf der Luftpumpe 0,5—1 % der Gesamtleistung der Maschine ansetzen.

Dimensionen der Luftpumpen.

Bezeichnet:

mS die Kühlwassermenge in Liter pro Stunde,

$25\,S$ das mit zu fördernde Luftquantum, (herrührend vom Luftgehalt des Wassers und Undichtigkeiten der Luftpumpe in Liter pro Stunde),

$\varphi = 0{,}75$ den volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe, so ergiebt das für die Berechnung der Hauptdimensionen in Rechnung zu ziehende **Förderquantum**:

$$Q = \frac{1}{\varphi} \cdot (m + 25) \cdot S = 1{,}33 \cdot (m + 25) \cdot S \text{ Liter pro Stunde.}$$

Beispiel: Eine Maschine gebraucht pro Stunde $S = 2050$ kg Dampf, die Temperatur des Kühlwassers ist $t_0 = 10^0$, die des Abwassers soll $t_1 = 45^0$ betragen, also:
$$m = \frac{680 - 45}{45 - 10} = 18{,}7,$$
die Leistung der Luftpumpe müsste sein:
$$Q = 1{,}33 \cdot (16{,}7 + 25) \cdot 2050 = 113685 \text{ l pro Stunde.}$$

Gewöhnlich wird die Bestimmung der Luftpumpendimension von dem in der Zeiteinheit beschriebenen Volumen des Dampfkolbens (Niederdruckkolbens) abhängig gemacht. Setzt man das beschriebene Volumen des Dampfkolbens = 1, so sei das Volumen des Luftpumpenkolbens:

$^1/_{12}$ bei Eincylindermaschinen,
$^1/_{13}$ bei Kompoundmaschinen,
$^1/_{14}$ bei Dreifach-Expansionsmaschinen,
$^1/_{15}$ bei Vierfach-Expansionsmaschinen.

Bei **Oberflächenkondensation** kann das vom Luftpumpenkolben beschriebene Volumen auf die Hälfte desjenigen bei Mischkondensation gesetzt werden.

Berechnung der Ventilquerschnitte.

Die Berechnung der **freien Durchflussquerschnitte** erfolgt unter Zugrundelegung einer Geschwindigkeit von 1,5 m pro Sekunde, während bei trockenen Luftpumpen die Durchflussgeschwindigkeit in den Ventilen auf etwa 20 m steigt.

Berechnung der Rohrquerschnitte.

Alle Rohre, in welchen sich Wasser bewegt, sollen solche Querschnitte erhalten, dass die Durchflussgeschwindigkeit 2 m pro Sekunde nicht übersteigt; gewöhnlich wird der Querschnitt des Überlaufrohres gleich der lichten Durchflussfläche der Ventile genommen.

Die **Wassergeschwindigkeit** in den gewöhnlich angewendeten **Eckhähnen** für die Einspritzleitung steigt infolge der durch die Konstruktion bedingten Querschnittsverengung bedeutend, ohne auf die Wirkung grossen Einfluss zu haben, wenn die Anschlüsse gleich dem Rohrdurchmesser sind.

Im allgemeinen kann man den Durchmesser des Einspritzrohres ca. $^1/_2$ des Überlaufrohres machen, bei über 10 m langen Leitungen und Saughöhen über 3 m wird der Durchmesser bis auf $^3/_4$ erhöht.

Die richtige Kondensation.

Welche Eigenschaft muss eine **rationelle Kondensation** haben?

a) Das **Vakuum** muss bereits in der Nähe des toten Punktes eintreten und die Gegendrucklinie horizontal sein (Fig. 1470).

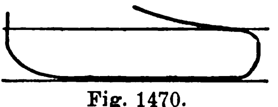


Fig. 1470.
Richtiger Druckausgleich.

b) Die **Temperatur des Ablaufwassers** darf nicht sehr verschieden sein von der Temperatur, welche dem Vakuum im Dampfcylinder entspricht.

Beispiel: Zeigt das Indikatordiagramm eine Gegendrucklinie von 0,2 Atm. abs., so entspricht dieses nach Tabelle 167 einer Temperatur von 60°. Bei vollkommener Ausnutzung des Kühlwassers müsste das Abwasser annähernd dieselbe Temperatur haben, also nach Tabelle 168 mindestens 60 — 8 = 52° C.

c) Das **Vakuum hinter dem Dampfkolben,** soll fast genau dieselbe Höhe haben, als im Kondensator (vergl. Indikatordiagramm des Dampfcylinders mit Vakuummeter am Kondensator), Differenz beider höchstens 0,07 Atm.

d) Die **Luftpumpenarbeit** soll eine möglichst geringe sein. Wenn die unter a bis e bemerkten Bedingungen erfüllt sind, kann die Luftpumpe viel kleiner sein, als bis jetzt üblich, und das hat geringere Luftpumpenarbeit zur Folge.

e) **Undichtigkeiten**, welche ein gutes Vakuum in hohem Masse beeinflussen, müssen sorgfältig vermieden werden; es ist durch geeignete Stopfbüchsenkonstruktionen nicht schwierig (vergl. Seite 340).

Dass die Ursache der **langsamen Druckausgleichung** nicht allein durch die grössere Geschwindigkeit des Abdampfes bei Kondensatordampfmaschinen zu suchen ist, zeigen die Diagramme Fig. 1417—1422; denn wären die Reibungsverluste so bedeutend, wie man es gewöhnlich annimmt, so müsste der Gegendruck gegen die Mitte des Hubes ansteigen, nicht aber, wie thatsächlich der Fall ist, fallen; es muss daher die verzögerte Druckausgleichung noch durch andere Ursachen bedingt sein, die sich im Untersuchen der Ausströmungsperiode ergründen lassen müssen.

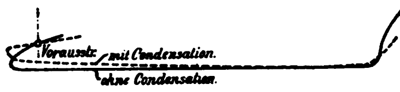


Fig. 1471. Ausströmungslinien.

Zu diesem Zwecke sind in Fig. 1471 Ausströmungslinien der Indikatordiagramme des Niederdruckcylinders einer Kompounddampfmaschine **mit** und **ohne** Kondensation übereinander

gezeichnet, woraus ersichtlich ist, dass die Druckausgleichung trotz höherer Druckdifferenz bei den Kondensatormaschinen langsamer erfolgt, während solche bei den Auspuffmaschinen um den Totpunkt herum bei fast stillstehendem Kolben stattfindet, was auch durch die Beobachtung ohne jedes Instrument, bei einer Auspuffmaschine mit dichtem Schieber ersichtlich ist.

Beim Hubwechsel tritt plötzlich eine grosse Dampfmenge aus, der dann eine ganz kleine nachfolgt, die, da die Druck-

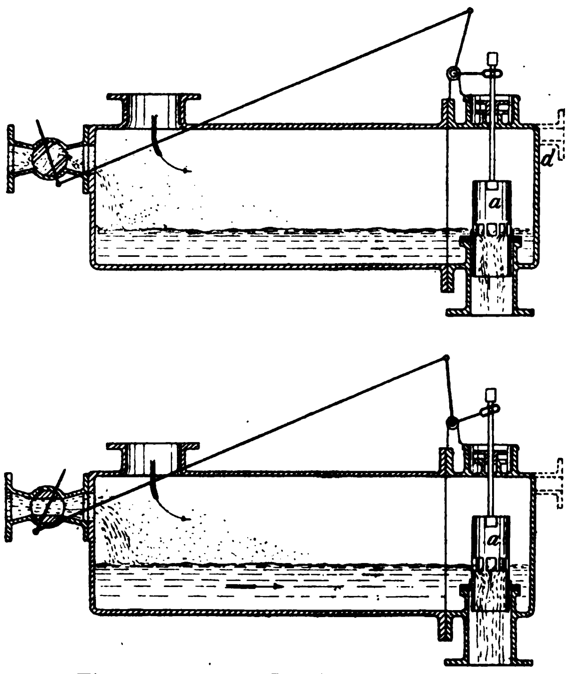


Fig. 1472—1473. Kondensator Haeder.

ausgleichung vollkommen stattgefunden hat, den noch im Cylinder befindlichen Dampf, ohne grossen Widerstand vom Kolben, vor sich herschiebt.

Würde der Dampf mit einer **genügenden Wassermenge** im Momente der Vorausströmung in Berührung gebracht sein, so müsste die Druckausgleichung eben so rasch vor sich gehen, wie bei Auspuffmaschinen, die Wassermenge könnte dann abnehmen, wie die niederzuschlagende Dampfmenge abnimmt.

Der Konstruktion eines Kondensators, der diesen Prinzipien entspricht, stehen mehrere konstruktive Schwierigkeiten entgegen.

Ein Kondensator, der den unter *a*—*d* angeführten Bedingungen entspricht, ist der in folgendem beschriebene:

Derselbe beruht zum Teil auf der durch Versuche festgestellten Thatsache, dass die durch die Flächeneinheit in der Sekunde an die beheizte Flüssigkeit (also im vorliegenden Falle an das Kühlwasser) übertragene Anzahl der Wärmeeinheiten von der **Bewegungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit** bezw. des Kühlwassers abhängig ist, ferner, dass es eine günstige Geschwindigkeit des Kühlwassers giebt und jede Abweichung von letzterer zur Wasservergeudung führt.

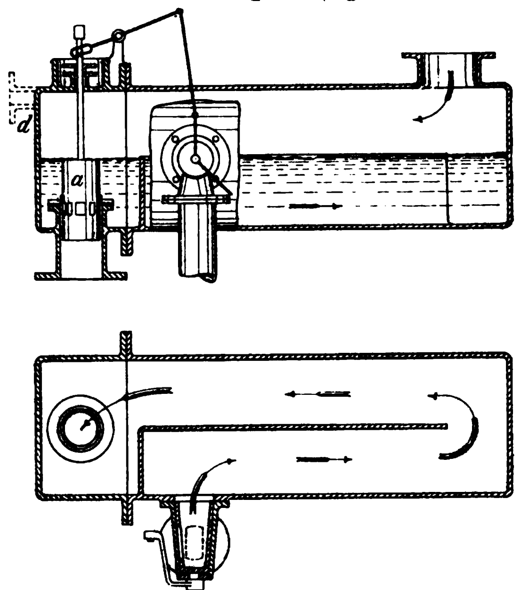


Fig. 1474—1475. Kondensator Patent Haeder.

Ferner ist darauf Rücksicht genommen, dass der Dampf sich nach seinem Austritt genügend ausdehnen kann und dadurch das momentane Fallen der Austrittlinie am toten Punkt unterstützt wird.

Die **Konstruktion** ist durch Fig. 1472—1473 veranschaulicht, durch das Flüssigkeitssperrwerk *a* wird das spezifisch leichtere, warme Wasser an der Oberfläche abgeführt und durch Höher- oder Tieferstellen des Durchflussquerschnittes in der Weise geändert, dass die günstige Geschwindigkeit des Kühlwassers im Kondensationsraum bei verschieden grossen Wassermengen **konstant** erhalten wird.

Die günstigste Wassergeschwindigkeit wird durch die in Fig. 1474—1475 dargestellte Wasserführung erzielt; aus dieser Figur ist auch ersichtlich, dass Wasser und Dampf an jeder beliebigen Stelle eingeführt und der Kondensator also der Örtlichkeit angepasst werden kann.

Um die Änderung des Durchflussquerschnittes für das Wasser im Kondensationsraum mit der Anordnung der jeweiligen, zufliessenden Kühlwassermenge gleichzeitig vornehmen zu können, kann das **Zuführungsorgan** mit dem Flüssigkeitssperrwerk verbunden werden, wodurch bei vergrösserter Zuflusswassermenge das Sperrwerk *a* höher zu stehen kommt und so der Durchgangsquerschnitt für das Kühlwasser im Kondensator vergrössert wird.

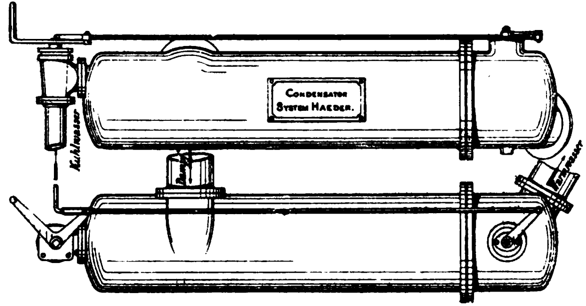


Fig. 1476—1477. Umänderung einer Kondensation.

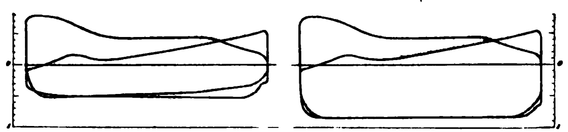


Fig. 1478. Diagramm der Maschine mit gewöhnlichem Luftpumpenkondensator.

Fig. 1479. Diagramm nach Einbau des neuen Kondensators. Mehrleistung 70 Pferdestärken.

In Fig. 1476—1477 ist eine **Ausführung dieses Kondensators** für eine Schiffsmaschine von 1100 Durchmesser des Niederdruckcylinders und 66 Touren pro Minute gezeichnet.

Kühlwasserverhältnisse:

des gewöhnlichen Luftpumpenkondensators $m = \frac{630-40}{40-10} = 19{,}6$,

des Haederschen Kondensators $m = \frac{630-46}{46-10} = 16{,}5$, also trotz der Mehrleistung von 70 Pferdestärken geringerer Wasserverbrauch.

Einige andere Systeme von Kondensation.

Gegenstromkondensator

der Sangerhäuser Maschinenfabrik und F. J. Weiss.

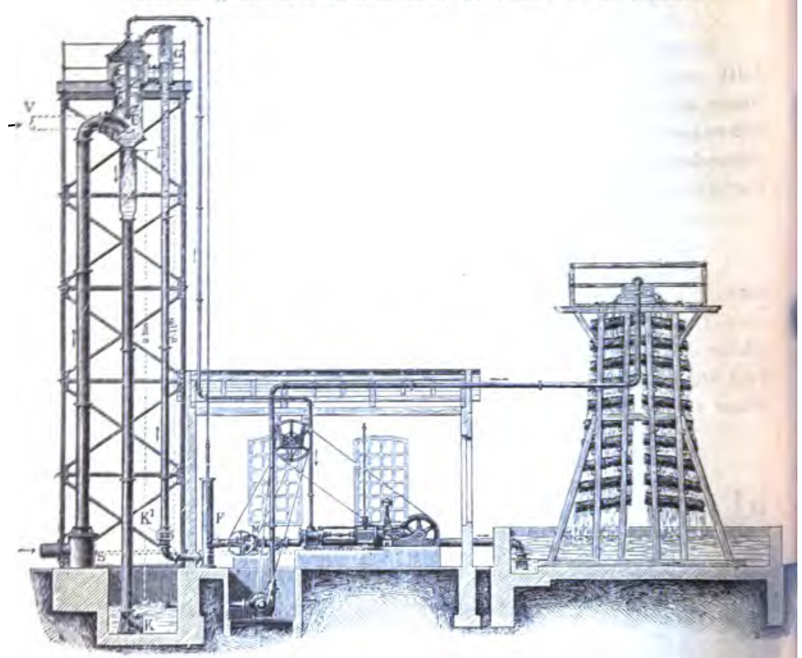


Fig. 1480. Weisssche Gegenstromkondensation.

Durch das Dampfrohr D tritt der Dampf dem durch die Kaltwasserpumpe resp. das Kaltwassersteigrohr S zugeführten Wasser entgegen und wird allmählich niedergeschlagen. Der **Gegenstrom** bedingt, dass mit dem heissesten Wasser der heisseste Dampf in Berührung tritt. Die mit dem Wasser eintretende Luft wird an der Eintrittsstelle frei und wird durch eine **trockene Luftpumpe** an der obersten Stelle abgesaugt (E), während das Wasser durch das Barometerrohr entweicht.

Um Schwankungen in dem Barometerrohr zu vermeiden, ist an der Ablaufstelle des letzteren eine Klappe K, ein Ventil K_1 und ein Steigerohr S eingebaut.

Die mechanisch mitgerissene Luft entweicht durch das Entlüftungsrohr F.

Durch die Ableitung der Luft an der kältesten Stelle ist eine kleinere trockene Luftpumpe nötig, um so an Betriebskraft und Unterhaltungskosten zu sparen.

Schwagersche Gegenstromkondensation.

Durch Anwendung einer **Mischdüse** wird die abströmende Luft von der nassen Luftpumpe abgesaugt oder auch Fallrohre mit trockener Luftpumpe verwendet. Grossen Wert legt Schwager auf grosse Durchgangsquerschnitte des zu kondensierenden Dampfes, weswegen auch wendeltreppenförmige Wasserverteilungsplatten angeordnet sind.

Strahlkondensatoren

dienen zum Niederschlagen der Dämpfe ohne Anwendung von Luftpumpen. Ihre Wirkung ist ähnlich jener der Injektoren; durch die Mischung von Dampf und Wasser wird ein Teil der lebendigen Kraft des Abdampfes zur Bewegung des Wassers und der nicht kondensierbaren Gase verwendet.

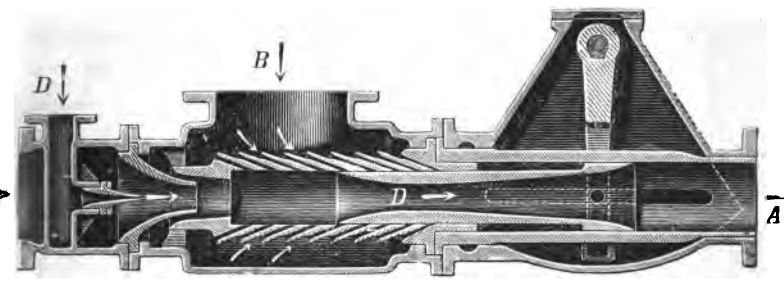


Fig. 1481.

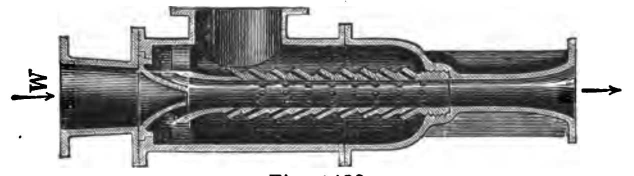


Fig. 1482.

Der **Wasserverbrauch** bei allen diesen Anlagen ist naturgemäss gross und eignet sich daher für Flussdampfer besonders.

Fig. 1481. **Universalkondensator** von Körting zum Ansaugen des Wassers bei periodisch wechselnder Maschinenleistung.

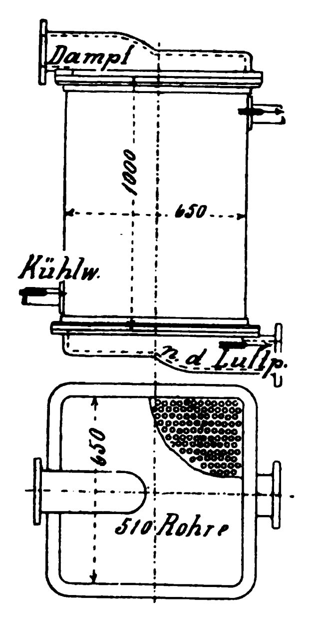
Fig. 1482. Für durch Gefälle zugeführtes Wasser bei wechselnder Maschinenleistung oder für konstante Leistung ohne Gefällswasser, wobei der Kondensator höchstens 3 m über den oder unter den Wasserspiegel zu stehen kommt.

Bezüglich der weiteren Ausführungen kann auf die Preisliste von „Körting“ verwiesen werden.

Oberflächenkondensator.

Der in Fig. 1483—1486 dargestellte **Oberflächenkondensator** hat 32 qm Kühlfläche und ist für $N_i = 160$ PS bestimmt. Die Rohre sind aus Messing und haben 1 mm Wandstärke. Die Dichtung geschieht mittels Stopfbüchsenpackung. Man rechnet pro **indizierte PS 0,2 qm Kühlfläche.**

Die Konstruktionen der horizontalen Kondensatoren sind den Receivern mit Rohrsystem Seite 399 ähnlich.



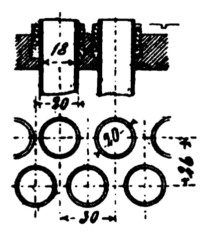


Fig. 1483—1486. Oberflächenkondensator.

Theisenscher Oberflächenkondensator

Der zu kondensierende Dampf tritt in einen horizontalen **Röhrenkondensator** und wird durch das denselben umgebende Kühlwasser, niedergeschlagen.

In das Kühlwasser tauchen eine Reihe **rotierender Scheiben** ein, an welchen das Wasser anhaftet und durch den von einem Ventilator hervorgebrachten Luftwechsel gekühlt wird.

Künstliche Wasserkühlung.

Um an jenen Orten, wo **Wassermangel** herrscht, Kondensation anwenden zu können, bedient man sich schon längerer Zeit der **Kühlteiche**, in welchen das von der Luftpumpe ausgeworfene heisse Wasser durch Verdunsten eines Teiles desselben wieder gekühlt wird.

Trotz der Einfachheit dieser Anlagen sind sie gegenwärtig verlassen worden; da die Kühlwirkung der fast ruhenden Oberfläche eine geringe ist; man rechnet pro Quadratmeter Oberfläche 0,3 Pferdestärken.

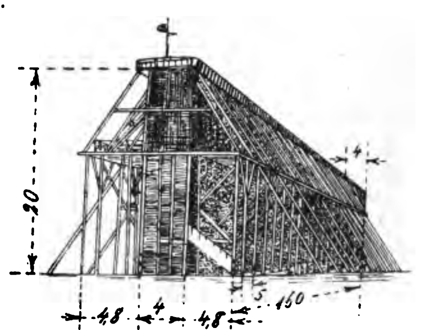
Gradierwerke sind in Fig. 1480, 1487 und 1495 angedeutet. Durch das von dem Reisig herabtropfende Wasser wird die Oberfläche des Wassers bedeutend vergrössert, ferner die mit Wasser gesättigte Luft leichter entfernt als bei Kühlteichen.

Dimensionen der Gradierwerke:

Höhe	7—10 Meter
Grundfläche pro Pferdekraft	ca. 0,5 qm
Herstellungskosten pro qm Grundfläche	ca. 12 Mk.
Der Wasserverlust beträgt	ca. 5—15 %.

Bei Raummangel kann das Gradierwerk auf irgend ein Dach montiert werden.

Fig. 1487 stellt ein Reisergradierwerk von 20 m Höhe dar, wie es im Solbad Oynhausen zur Salzgewinnung angewandt ist. Die gebräuchlichste Höhe der Gradierwerke ist jedoch, wie schon erwähnt, 7—10 m.



Figur 1487. Gradierwerk.

Gradierwerk (Patent Zschocke).

Bei diesem sind Horden aus roststabförmig aneinander befestigten Brettern angeordnet (also kein Reisig). Umstehend sind zwei Abbildungen von Gradierwerken gezeigt. Fig. 1488 bis 1489.

Fig. 1488 zeigt ein **doppeltes Gradierwerk** (System Zschocke), wie dieselben von der Holzindustrie Kaiserslautern gebaut werden.

In Fig. 1489 ist das Gradierwerk **auf dem Dach** eines Hauses aufgestellt.

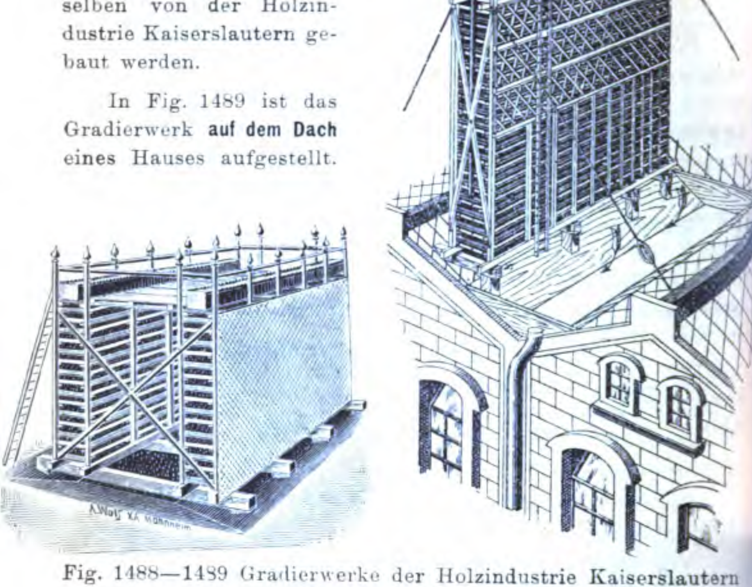


Fig. 1488—1489 Gradierwerke der Holzindustrie Kaiserslautern (System Zschocke).

Gradierwerk mit künstlicher Wasserkühlung von Klein.

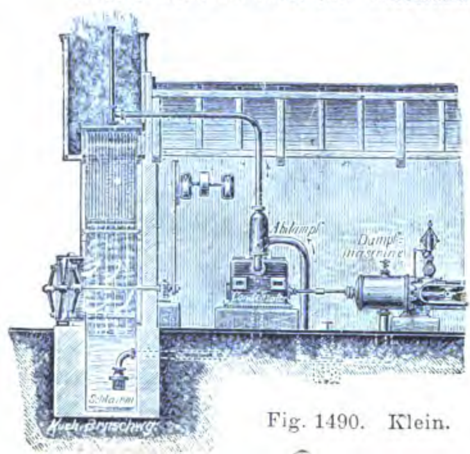


Fig. 1490. Klein.

Das zu kühlende Wasser rieselt über **senkrechte Latten**, dem ein Luftstrom zugeführt wird. Auf 1 qm Grundfläche kann man bis zu 30 PS rechnen.

Streudüse von Körting.

Fig. 1491.

Diese **Streudüse** wird zur Unterstützung der Kühlwirkung der Kühlteiche angewendet; die Streudüsen **zerteilen das Wasser** sehr vollkommen, ergeben daher eine grosse Oberfläche und bewegen die umgebende Luft, wodurch eine gute Kühlung zu erwarten ist.

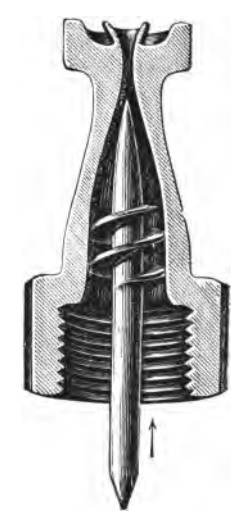


Fig. 1491. Streudüse.

Fig. 1492. Anordnung eines **Kühlturmes,** um das Verspritzen des Wassers zu vermeiden.

Die zum Zerstreuen nötige Wasserpressung wird von „Körting" zu 8 bis 10 m Wassersäule angegeben.

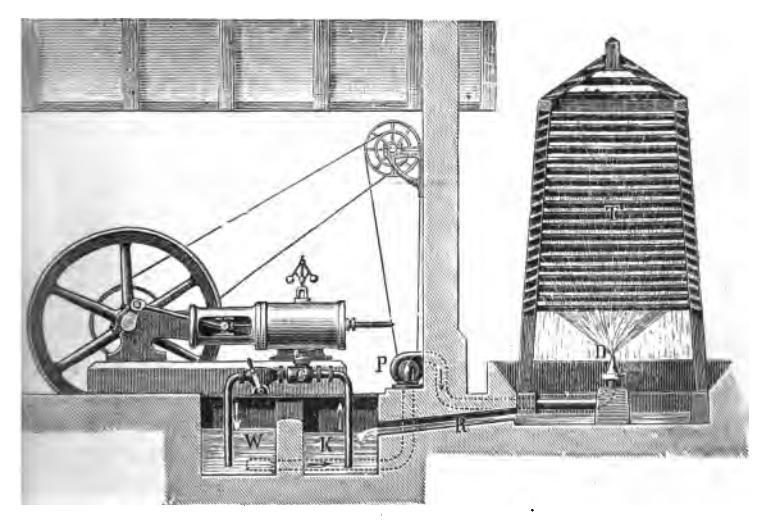


Fig. 1492. Wasserkühlung von Körting.

Kaminkühler (System Balke)

zum Kühlen von warmem Wasser (Balke & Cie., Bochum).

Ein Kaminkühler besteht aus einem ringsum geschlossenen, 15 bis 20 m **hohen, kaminartigen, hölzernen Turm,** dessen untere Hälfte im Innern durch eine bestimmte Anzahl hölzerner Streuböden in ebenso viele Etagen geteilt ist. Oben ist der Turm offen zum Abzug des Dunstes, während am Fusse mehrere Öffnungen zum Eintritt der kalten Luft vorhanden sind.

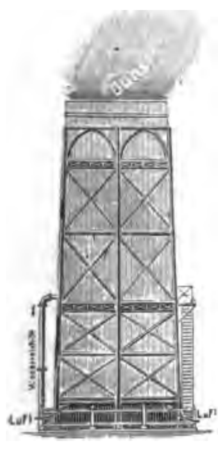


Fig. 1493.
Kaminkühler.

Das zu kühlende warme Wasser tritt auf etwa halber Höhe direkt über den Streuböden durch weite Rohre in den Kühler ein, wird durch eine einfache Vorrichtung zu einem feinen Regen verteilt und erwärmt und sättigt die im Turme befindliche Luft. Diese wird dadurch leichter, steigt auf und zieht kalte Luft von unten nach. Während also die Luft von unten nach oben den Turm durchzieht, fällt das Wasser von einem Streuboden zum andern von oben nach unten: beide Materien bewegen sich also im Gegenstrom zu einander und werden innig gemischt.

Der **Platzbedarf** eines Kaminkühlers ist gering, nicht grösser als der eines Ventilatorgradierwerks. Da zudem die Wirkungsweise unabhängig ist von der Windstärke, überhaupt von jeder Witterung, so braucht bei der Auswahl des Platzes keine Rücksicht auf freie Lage u. s. w. genommen zu werden. Auch eine Belästigung der Umgebung durch verspritzendes Wasser, Dunst, Glatteis u. s. w. ist ausgeschlossen.

Oberflächenkondensation (System Balke)

mit Kaminkühlung (Fig. 1494).

Eine Oberflächenkondensation (System Balke) mit Kaminkühlung besteht im wesentlichen aus einem aus **Messingrohrschlangen** gebildeten Kondensator, einem den Kondensator in sich aufnehmenden Kamin aus Holz und einer **Pumpenanlage.** Die Messingschlangen gehen alle von einem Sammelkessel aus und sind je nach der Grösse der Anlagen in 1 bis 4 Gruppen übereinander gelagert, derart, dass sich hohe nur aus Rohren bestehende Wände bilden. Diese Rohrwände werden aussen

mit Kühlwasser berieselt, während in das Innere der zu kondensierende Dampf geleitet wird. Das Kühlwasser nimmt während des Herunterrieselns die Wärme des Dampfes durch die Rohrwandung hindurch auf und schlägt diesen zu Kondensat nieder, während die durch eventuelle Undichtigkeit eingedrungene Luft sich ausscheidet.

Kondensat und Luft werden alsdann aus den Röhren mit Hülfe einer Sammelleitung mittels einer oder zweier Pumpen entfernt. Das an den Schlangen herunterrieselnde warme Kühlwasser erwärmt und sättigt auch die Luft in dem Kamin. Diese wird dadurch leichter als die atmosphärische Luft ausserhalb des Kamins, steigt auf und veranlasst so durch schornsteinähnlichen Zug eine Ventilation des Rohrsystems. Das Kühlwasser wird durch diesen Luftzug stetig in demselben Masse gekühlt, wie es Wärme aufnimmt, es kann also stets seine Arbeit von neuem beginnen, ohne erst auf einem besonderen Gradierwerk gekühlt zu werden. Eine **Centrifugalpumpe** hebt das von dem Kondensator ablaufende Wasser wieder auf den Apparat zurück.

Das Wasser leistet also nur eine Vermittlerarbeit zwischen Dampf und Luft, indem es im wesentlichen durch Verdunstung die Wärme des Dampfes auf die Luft überträgt. Es braucht infolgedessen nur eine relativ geringe Wassermenge zu cirkulieren, theoretisch nicht mehr als Kondensat gewonnen wird, und hieraus resultiert der sehr geringe Kraftverbrauch der Kondensation.

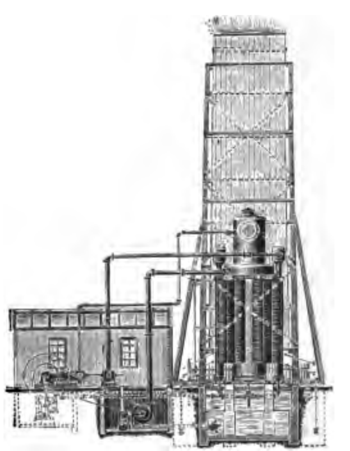


Fig. 1494. Central-Oberflächenkondensation.

Die Rohrwände sind so angeordnet, dass Raum zum Dazwischentreten reichlich vorhanden ist. Die sich aus dem Kühlwasser abscheidenden Rückstände können also leicht mit einer Bürste entfernt werden, umsomehr, als sie sich durch das Federn der Rohre zum grössten Teil schon selbstthätig ablösen.

Das Kondensat wird in einem **Filter gereinigt** und kann dann zum Kesselspeisen benutzt werden.

Centralkondensation.

Unter **Centralkondensation** versteht man eine Anlage, bei welcher der Dampf von mehreren Maschinen in ein und demselben Kondensator niedergeschlagen wird. Selbstverständlich hat man es hier auch nur mit **einer** Einspritz- und Abwasserleitung zu thun.

Der Durchmesser des Dampfcylinders zur Luftpumpe ist mit Rücksicht auf den kleinsten vorkommenden Dampfdruck zu berechnen.

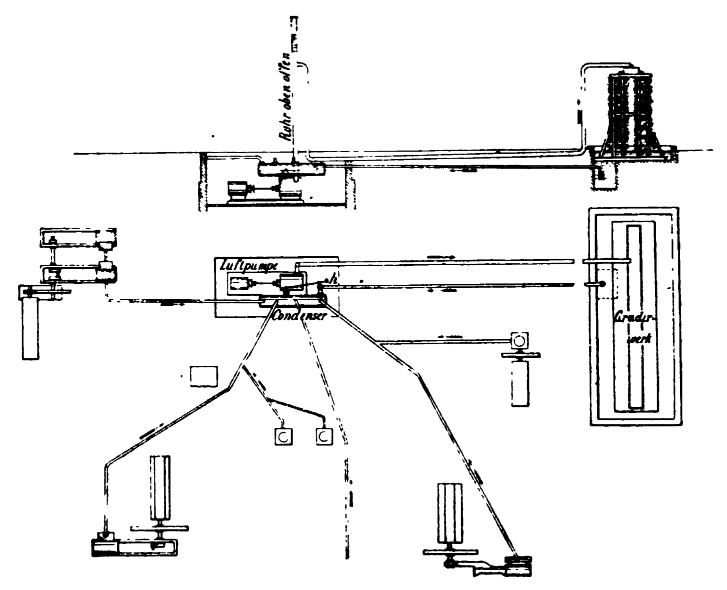


Fig. 1495. Centralkondensation.

In Fig. 1495 ist eine Centralkondensation nach System Haeder dargestellt. Die Abdampfleitungen mehrerer Walzenzugmaschinen gehen nach dem gemeinschaftlichen Kondensator.

Durch den Hebel *h* wird der Wasserverbrauch und die **günstigste Wassergeschwindigkeit** reguliert, so dass auch bei Änderung der Kühlwassermenge die grösstmöglichste Ausnützung desselben stattfindet.

Die Figur zeigt auch die Anordnung eines Gradierwerkes für künstliche Wasserkühlung.

Abschnitt VIII.

Die Massenwirkung*) in der Dampfmaschine.

Die **Massenwirkung** kann besonders bei **schnellgehenden Maschinen** grossen Einfluss auf den Gang der Maschine haben und gebührt ***Radinger*****) das Verdienst, hierüber einige Klarheit geschaffen zu haben, obwohl die Schlüsse, welche derselbe aus seinen Untersuchungen zieht, nicht allgemein geteilt werden. Viele Konstrukteure z. B. vermeiden es absichtlich, den **Druckwechsel des Gestänges** in den toten Punkt zu legen.

Es sei:

P das **Gewicht** der **hin- und hergehenden** Massen in Kilogramm,
f die wirksame Kolbenfläche in Quadratcentimeter,
H Kolbenhub in Meter,
so kann man annehmen für

Hochdruckmaschine		Niederdruckseite der Mehrfach-Expansionsmaschine	
Hub bis 700	Hub über 700	Hub bis 900	Hub über 900
$\frac{P}{f} = 0{,}28$ kg	$\frac{P}{f} = 0{,}4\,H$ kg	$\frac{P}{f} = 0{,}2$ kg	$\frac{P}{f} = 0{,}22\,H$ kg

Beispiel: Die hin- und hergehenden Teile der Eincylindermaschine von 500 mm Durchmesser, 900 mm Hub würden wiegen:

$$P = 50^2 \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}9 = 707 \text{ kg.}$$

Bezeichnen wir ferner mit:

r den Kurbelhalbmesser in Meter,
n die Zahl der Umdrehungen pro Minute,
$v = \frac{2\,r\,\pi\,n}{60}$ die mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis in Meter pro Sekunde.

a) Treibstange unendlich lang.

Der Beschleunigungsdruck ist der Horizontal-Komponente der Centripetalkraft für die zugehörige Neigung des Kurbelarmes gleich. Am toten Punkte ist diese Komponente gleich der vollen Centripetalkraft gleich der Fliehkraft, d. h. jener Teil von Gesamtdampfdruck auf den Kolben, welcher zu

*) Vergl. auch „Schnellläufer“ Seite 450.
**) Radinger, Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit.

Beginn der Bewegung zur Beschleunigung der Massen verwendet wird, ist gleich der Fliehkraft

$$F = \frac{Pv^2}{gr} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1$$

Dieser Druck muss auf der ganzen Kolbenfläche geäussert werden, daher entfällt auf die Flächeneinheit der Druck

$$q_I = \frac{F}{f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2$$

Am höchsten Punkt der Kurbel ist die Komponente gleich Null, d. h. es wird gar kein Druck mehr zur Beschleunigung der Massen verzehrt, da der Kolben dieselbe Geschwindigkeit mit dem Kurbelzapfen erlangt hat, es ist also hier $q = 0$.

An einem mittleren Punkte ist der von der Kolbenflächeneinheit beanspruchte Druck zur Beschleunigung:

$$q = \frac{F}{f} \cos w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

worin w den Neigungswinkel des Kurbelradius gegen seine tote Lage bedeutet.

Im weiteren Verfolg findet Radinger, dass man die Beschleunigungsdrücke als Ordinaten einer geraden Linie darstellen kann, welche im Punkte k, Fig. 1496, die Abscissenachse schneidet, hier ist $q = 0$.

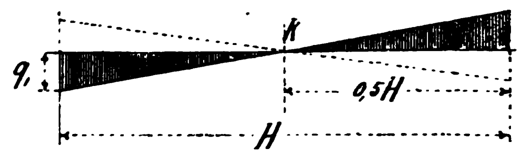


Fig. 1496.

Beispiel: Die Einwirkung der Massen der Maschine $D = 0,4$ m, $H = 0,7$ m, $n = 100$ ist zu bestimmen für unendlich lange Treibstange.

Es ist:

$$P = 0,28 \cdot 40^2 \frac{\pi}{4} = \sim 350 \text{ kg},$$

$$v = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 3,14 \cdot 100}{60} = 3,66 \text{ m}.$$

Die Fliehkraft:

$$F = \frac{Pv^2}{gr} = \frac{350 \cdot 3,66^2}{9,81 \cdot 0,35} = 1365 \text{ kg}.$$

Der von der Kolbenflächeneinheit beanspruchte Druck zur Beschleunigung im toten Punkt ist:

$$q_I = \frac{F}{f} = \frac{1365}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 1,08 \text{ kg pro Quadratcentimeter}.$$

b) Die Treibstange von endlicher Länge.

L sei die Länge der Treibstange,

$\frac{r}{L}$ das Verhältnis des Kurbelarmes zur Treibstangenlänge,

so ist der Teil des Dampfdruckes, welcher zur Beschleunigung der Massen verwendet wird, wenn die Kurbel unter dem Winkel w gegen ihre tote Lage geht, pro Flächeneinheit:

$$q = \frac{F}{f}\left(\cos w \pm \frac{r}{L} \cos 2w\right) \quad \ldots \ldots (4)$$

also am toten Punkte:

$$q_I = \frac{F}{f}\left(1 + \frac{r}{L}\right) \quad \ldots \ldots \ldots (5)$$

für den **Hingang** des Kolbens gegen das Kurbellager,

$$q_{II} = \frac{F}{f}\left(1 - \frac{r}{L}\right) \quad \ldots \ldots \ldots (6)$$

für den **Rückgang** des Kolbens.

Der Weg, welchen der Kolben beim Neigungswinkel w der Kurbel zurückgelegt hat, ist:

$$s = r\left(\sin \text{vers } w + {}^1/_2 \frac{r}{L} \sin^2 w\right).$$

Der Weg s lässt sich am besten durch direkte Konstruktion erhalten.

Nehmen wir nun **durchschnittlich** $\frac{r}{L} = {}^1/_5$, so ist Fig. 1497

	für **Hingang** das Kolbens gegen das Kurbellager	**Rückgang** des Kolbens
$w = 0$	$q_I = {}^6/_5 \frac{F}{f}$	$q_I = {}^4/_5 \frac{F}{f}$
$w = 180^0$	$q_{II} = - {}^4/_5 \frac{F}{f}$	$q_{II} = - {}^6/_5 \frac{F}{f}$
$w = 79^0$	$q = 0,\ s = 0{,}46\, H$	$q = 0,\ s = 0{,}54\, H$
	Den positiven Wert links abwärts auftragen.	Den positiven Wert rechts abwärts auftragen.

Beispiel: Für das auf voriger Seite angegebene Beispiel würden wir also mit Berücksichtigung der endlichen Länge der Treibstange, bei $\frac{r}{L} = {}^1/_5$, erhalten für den Hingang des Kolbens:

$$q_I = {}^5/_6 \cdot \frac{1365}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 1{,}32 \text{ kg pro Quadratcentimeter,}$$

$$q = 0 \text{ bei } s = 0{,}46\, H,$$

$$q_{II} = {}^4/_5 \cdot \frac{1365}{40^2 \frac{\pi}{4}} = 0{,}88 \text{ kg pro Quadratcentimeter.}$$

Diese Werte sind in Fig. 1497 massstäblich (5mm = 1 Atm.) aufgetragen und in Fig. 1498 mit dem Dampfdiagramm einer Volldruckmaschine für 5 Atm. abs. Admissionsdruck **vereinigt**. Man sieht aus diesem Druckdiagramm, dass bei Beginn des Kolbenhubes, wenn der Kolben gegen das Kurbellager zu geht, **nicht der ganze** Admissionsdruck auf den Kurbelzapfen wirkt, sondern nur **der Druck** $p - q_I - p_0$, also in unserm Falle $5 - 1{,}32 - 1{,}2 = 2{,}48$ Atm. Der Druck $q_I = 1{,}32$ Atm. wird eben zum Ingangsetzen der hin- und hergehenden Massen verwendet.

Am Ende dieses Kolbenhubes dagegen ist der auf den Kurbelzapfen übergehende Kolbendruck:

$$= p + q_{II} - p_0 = 5 + 0{,}88 - 1{,}2 = 4{,}68 \text{ Atm.}$$

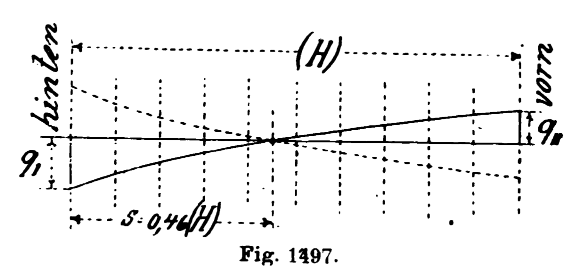


Fig. 1497.

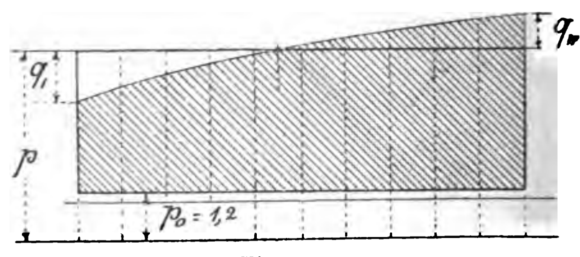


Fig. 1498.

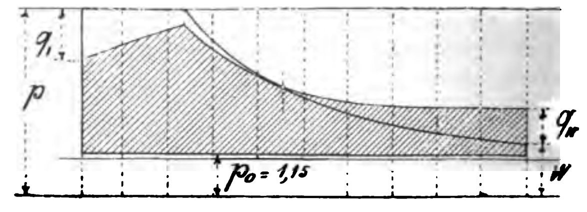


Fig. 1499.

Fig. 1499 zeigt den Einfluss der Massen für dieselbe Maschine, jedoch mit Expansion von 0,4 Cylinderfüllung und $p = 5$ Atm. abs. Admissionsspannung. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass **unter Umständen** bei **schnelllaufenden** Maschinen, welche mit **grossen** Füllungen arbeiten, Massen und Dampfdruck am Ende des Kolbenhubes den Admissionsdruck **weit überragen** und fast seine doppelte Grösse annehmen können. (S. auch Fig. 1501.)

Da kommt uns nun die **Kompression** sehr gut zu statten, und es erscheint für den ersten Augenblick am vorteilhaftesten, dieselbe so zu wählen, dass in dem toten Punkte der Enddruck der Kompression gleich dem Enddruck des Dampfes plus dem Massendruck ist (Fig. 1500), dass also das Gestänge im toten Punkte **vollständig entlastet** ist und **dort** der Druckwechsel stattfindet, dass also

$$C = w + q_{II} \text{ (s. Fig. 1500).}$$

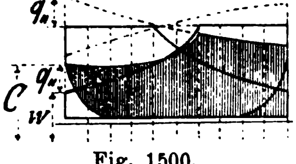


Fig. 1500.

Bei der Steuerung (Seite 172) findet dieses statt bei einer Admissionsspannung von 7 Atm. abs.

Die sich dadurch bei **langsam gehenden** Maschinen ergebende geringe Kompression hat den Nachteil, dass im toten Punkte **plötzlich** der **ganze** Admissionsdruck auf den Kolben wirkt und dadurch eine **Erschütterung** in der Maschine hervorbringen könnte, man nimmt deshalb die Kompression grösser.

Viele Konstrukteure lassen den Druckwechsel **absichtlich** nicht im toten Punkt, sondern früher erfolgen.

Verfasser hält es **nicht für so wichtig, wo der Druckwechsel stattfindet, sondern wie er stattfindet.** Er soll vor allen Dingen **sanft erfolgen** und dieses ist **nur mit Hülfe der Kompression,** nicht mit der Voreilung allein, möglich.

Bei Maschinen mit Doppelschiebersteuerung und grossen schädlichen Räumen ist es allerdings schwierig, genügende Kompression zu erzielen, die meisten Konstrukteure scheuen die sich durch die grosse äussere Deckung ergebenden **grossen Schieber** und **Excenter.**

Immerhin sollte man darauf achten, dass der Enddruck der Kompression bei Auspuffmaschinen mindestens die Hälfte des Admissionsdruckes beträgt und bei Kondensationsmaschinen soviel eben erreicht werden kann. Für schnelllaufende Maschinen muss Seite 375 und 376 beachtet werden.

Man wende deshalb auch für Auspuffmaschinen die in den Normalien Seite 182 angegebene Steuerung an und nur bei

geteilten Schiebern, also mit geringen schädlichen Räumen, die Steuerung Seite 188.

Die Höhe des **Enddrucks** der **Kompression** $C = \frac{(o + s)\, p_0}{s}$ kann bei gegebener Grösse s des schädlichen Raumes und Kompressionsdauer o aus folgenden Tabellen 169 und 170 entnommen werden.

Enddruck der Kompression in Atm. abs.

Aupuffmaschinen, $p_0 = 1{,}15$.

Tabelle 169.

Kompression o	Schädliche Räume s								
	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
0,00	1,15	1,15	1.15	1,15	1.15	1,15	1,15	1.15	1,15
0,025	2,55	2 10	1,87	1,73	1,63	1,56	1,50	1,47	1,44
0,050	4,00	3,06	2,59	2.30	2.11	1,97	1,87	1,78	1,72
0,075	5,46	4,03	3 31	2 87	2,57	2,38	2 28	2 11	2,01
0,10	6,90	4,90	4,03	3.45	3,07	2,79	2,59	2,42	2,30
0,15	—	6 90	5,46	4,60	4 00	3,60	3 31	3.06	2,87
0,20	—	—	6.90	5,75	4,98	4,43	4 03	3,70	3,45
0,25	—	—	—	6.90	5.95	5 29	4,74	4 34	4,02
0,30	—	—	—	—	6 90	6 07	5,46	4,98	4,60

Kondensationsmaschinen, $p_0 = 0{,}2$.

Tabelle 170.

Kompression o	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
0,00	0,20	0 20	0,20	0,20	0,20	0.20	0.20	0 20	0.20
0,025	0,45	0.37	0,33	0,30	0,28	0 27	0,26	0,26	0 25
0.050	0,70	0.53	0,45	0,40	0 37	0.34	0,33	0 31	0 30
0,075	0.95	0,70	0,57	0,50	0,45	0,41	0 38	0,37	0,35
0,10	1 20	0,86	0,70	0,60	0.53	0 48	0.45	0.42	0,40
0,15	1,70	1 20	0.95	0,80	0.70	0,63	0,57	0,53	0 50
0,20	2.20	1,53	1 20	1,00	0.86	0.77	0,70	0,64	0,60
0 25	2,70	1 86	1.45	1,20	1.03	0,97	0,82	0,75	0,70
0,30	3 20	2 20	1,70	1,40	1,20	1 05	0,95	0 86	0,80

Zu nachfolgenden Tabellen 171—172 sei vorher bemerkt, dass Mehrfach-Expansionsmaschinen mit **nebeneinander** liegenden Cylindern nicht so **hohe Touren** vertragen als Maschinen mit **hintereinander** liegenden Cylindern, Tandemmaschinen.

Werte des Massendruckes q_I

für den Hingang (also grösster Wert); für den Rückgang wird der Massendruck $q_{II} = \frac{5}{6} \cdot \frac{4}{5} \cdot q_I = \frac{2}{3} q_I$

Die oberen Zahlen der Tabelle gelten für Hochdruckmaschinen,
„ unteren „ „ „ „ „ Niederdruck „
also Niederdruckseiten der Kompoundmaschinen.

Tabelle 171.

Kolbenhub	Umdrehungen n pro Minute								
Hub	80	100	120	150	175	200	300	400	500
100	0.1 0,1	0.2 0,15	0 3 0,2	0,4 0,3	0,6 0,4	0,8 0,6	1,6 1,2	2.9 2	4,8 3,4
200	0,2 0,2	0,4 0,3	0,6 0,4	0.8 0,6	1,2 0,9	1,7 1,2	3,4 2,4	5,9 4,2	8,8
300	0,4 0,3	0.6 0,4	0,8 0,6	1.3 1	1.8 1,3	2.2 1,7	5 3,8	9	14
400	0.5 0,4	0,7 0,5	1,1 0,8	1,7 1,2	2,2 1 6	2.9 2	6,7 4,8	12	
500	0.6 0,4	0 9 0,7	1.4 1	2.1 1.5	2,9 2	3,7 2.6	8,5	15	
600	0,7 0,5	1,1 1,8	1,6 1,1	2,5 1,8	3,4 2,5	4.5 3,2	10		
700	0,8 0,6	1,3 1	1 9 1,4	3 2,2	4 3	5,2 3,9	12		
800	1,1 0,7	1,8 1,1	2 4 1,5	3,8 2,4	5.3 3,3	6,7 4,2	15		
900	1.4 0,8	2,2 1,2	3,1 1,7	4,8 2,6	6.7 3,6	8.7 4.7			
1000	1,7 0,9	2,6 1,4	3.8 2,1	6 3,3	8,2 4,4	11			
1100	2 1,1	3,2 1,8	4,7 2,5	7,2 3.9	9,8	13			
1200	2,4 1,3	3,8 2,1	5 5 3	8.6 4,7	12				
1400	3,5 1,8	5,7 2,7	8,2 4	12	15				
1800	5,5 3	8.6 4.7	12						

Beispiel. Es sei: $H = 900$, $n = 150$, so ist nach Tabelle 171 $q_I = 4{,}8$ kg pro qcm für den Hingang und $q_{I} = 4 \cdot \frac{2}{3} = 3{,}2$ kg für den Rückgang; wenn $p = 7$ Atm. abs., $h = 0{,}2$ Füllung, $s = 6\,\%$ schädl. Raum, so ergiebt sich das Druckdiagramm Fig. 1501 und zwar horizontal schraffiert für den Hingang und vertikal schraffiert für den Rückgang.

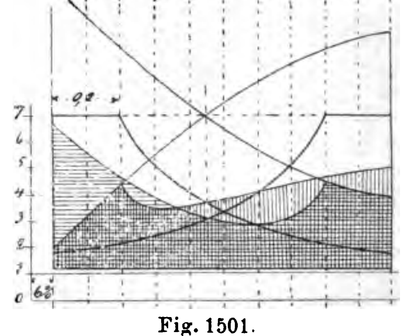


Fig. 1501.

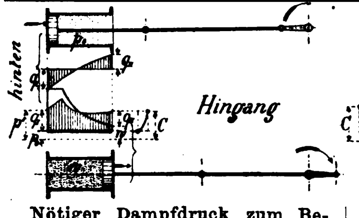
Kleinste zulässige Eintrittsspannung p in Atm. abs.

unter Annahme: Gegendruck $p_0 = 1,2$ für Auspuffmaschinen,
„ $p_0 = 0,2$ „ Kondensationsmasch.
also etwa der Normalleistung entsprechend.

Die **oberen Werte** in der Tabelle gelten für Hochdruckmaschinen (Auspuff), die unteren für die Niederdruckseiten von Mehrfach-Expansionsmaschinen (Kondensation).

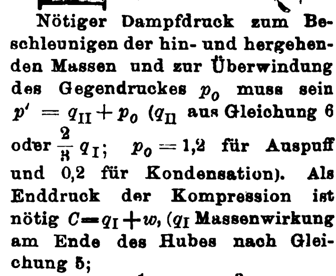
Tabelle 172. Kleinste zulässige Dampfspannung p.

Kolbenhub H	Umdrehungen n pro Minute								
	80	100	120	150	175	200	300	400	500
100	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2	2,8	4,1	6
200	1,4	1,6	1,8	2	2,4	2,9	4,6	7,1	10
300	1,6 0,5	1,8 0,6	2 0,8	2,5 1,2	3 1,5	3,4 1,9	6,2 4	10	15
400	1,7 0,6	1,9 0,7	2,3 1	2,9 1,4	3,4 1,8	4,1 2,2	7,9 5	13	
500	1,8 0,6	2,2 0,9	2,6 1,2	3,3 1,7	4,1 2,2	4,9 2,8	9,7		
600	1,9 0,7	2,3 1	2,8 1,3	3,7 2	4,6 2,7	5,7 3,4	11		
700	2 0,8	2,5 1,2	3,1 1,6	4,2 2,4	5,2 3,2	6,4 4,1	13		
800	2,3 0,9	3 1,3	3,6 1,7	5 2,6	6,5 3,5	7,9 4,4			
900	2,6 1	3,4 1,4	4,3 1,9	6 2,8	7,9 3,8	9,9 4,9			
1000	2,9 1,1	3,8 1,6	5 2,3	7,2 3,5	9,4 4,6	12			
1200	3,6 1,5	5 2,3	6,7 3,2	9,8 4,9	13				
1600	5,5 2,5	7,9 3,8	11						



Nötiger Dampfdruck zum Beschleunigen der hin- und hergehenden Massen und zur Überwindung des Gegendruckes p_0 muss sein $p' = q_I + p_0$ (q_I aus Gleichung 5 oder Tabelle 171; $p_0 = 1,2$ für Auspuff und 0,2 für Kondensation). Als Enddruck der Kompression ist nötig $C = q_{II} + w$, (q_{II} Massenwirkung am Ende des Hubes nach Gleichung 6;

für $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ ist $q_{II} = \frac{2}{3}\, q_I$).



Nötiger Dampfdruck zum Beschleunigen der hin- und hergehenden Massen und zur Überwindung des Gegendruckes p_0 muss sein $p' = q_{II} + p_0$ (q_{II} aus Gleichung 6 oder $\frac{2}{3}\, q_I$; $p_0 = 1,2$ für Auspuff und 0,2 für Kondensation). Als Enddruck der Kompression ist nötig $C = q_I + w$, (q_I Massenwirkung am Ende des Hubes nach Gleichung 5;

für $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ ist $q_I = \frac{3}{2}\, q_{II}$).

Das Fehlerglied.

Den Schieberdiagrammen unterliegt die Sinusversusbewegung, die aber nur für unendlich lange Stangen gilt. Es ergeben sich daher bei der Anwendung der Schieberdiagramme auf Maschinen mit endlichen Excenterstangenlängen Abweichungen, welche ungleiche Dampfverteilung der beiden Cylinderseiten zur Folge haben, jedoch vernachlässigt werden.

Viel **mehr Einfluss** hat die **endliche Länge der Treibstange** auf die Kolbenbewegung.

Es ist nach Fig. 1504 der Kolbenweg:

$$h = r\,(1 - \cos\beta) - \frac{r^2\,(\sin\beta)^2}{2\,l}$$

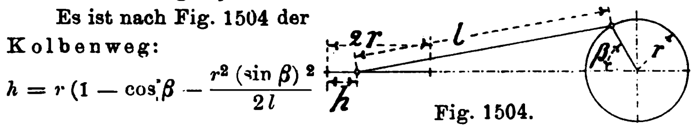


Fig. 1504.

wobei der Ausdruck $-\frac{r^2\,(\sin\beta)^2}{2\,l}$ das **Fehlerglied** darstellt und sein Einfluss auf den Füllungsgrad aus Tabelle 173 ersichtlich ist.

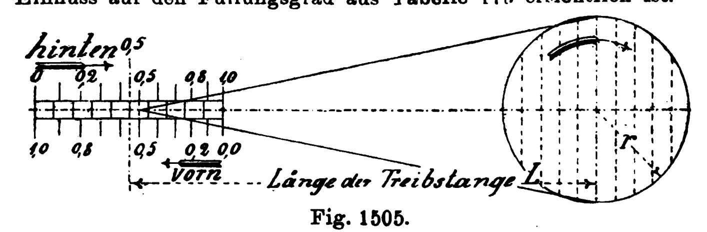


Fig. 1505.

Einfluss des Fehlergliedes auf den Füllungsgrad (abgerundete Werte). Tabelle 173.

L / ∞		Füllungsgrad												
		0,0	0,05	0,10	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	1,00
3 r	hinten . .	0,0	0,07	0,13	0'26	0,39	0,50	0,60	0,70	0,78	0,86	0,93	0,97	1,0
	vorn . . .	0,0	0,03	0,07	0,14	0,22	0,30	0,40	0,50	0,61	0,74	0,87	0,93	1,0
	Unterschied	*0,0*	*0,04*	*0,06*	*0,12*	*0,17*	*0,20*	*0,20*	*0,20*	*0,17*	*0,12*	*0,06*	*0,04*	*0,0*
5 r	hinten . .	0,0	0,06	0,12	0,24	0.35	0,45	0,55	0,65	0,74	0,83	0,92	0,96	1,0
	vorn . . .	0,0	0,04	0,08	0,17	0,26	0,35	0,45	0,55	0,65	0,76	0,88	0,94	1,0
	Unterschied	*0,0*	*0,02*	*0,04*	*0,07*	*0,09*	*0,10*	*0,10*	*0,10*	*0,09*	*0,07*	*0,04*	*0,02*	*0,0*
7 r	hinten . .	0,0	0,05	0,11	0,22	0,33	0,44	0,53	0,63	0,73	0,82	0,91	0,96	1,0
	vorn . . .	0,0	0,04	0,09	0,18	0,27	0,37	0,46	0,56	0.67	0,78	0,89	0,95	1,0
	Unterschied	*0,0*	*0,01*	*0,02*	*0,04*	*0,06*	*0,07*	*0,07*	*0,07*	*0,06*	*0,04*	*0,02*	*0,01*	*0,0*

Das Fehlerglied bewirkt **Vergrösserung** des Füllungsgrades beim Hingange und **Verkleinerung** desselben beim Rückgange; es wird daher die vom Kolben geleistete Arbeit beim Hin- und Rückgange des Kolbens eine ungleiche sein, die auf die Gleichmässigkeit des Ganges sehr ungünstig wirkt

und welche man durch entsprechende Stellung der Steuerung, durch verschiedene Überlappung auszugleichen sucht.

Es sei ein Diagramm aus „Haeder, Die Dampfmaschinen" genommen und zwar von Maschine 350 × 600, Seite 182 und 183, Tabelle 90. Würde man die innere Überdeckung = 8 mm machen, so erhielte man nach Diagramm II vorn 4 % Vorausströmung und 11,5 % Kompression, während man hinten 3 % Vorausströmung und 16 % Kompression erhielte.

In Diagramm III ist die innere **Überdeckung ungleich angenommen** und ergiebt sich dabei annähernd Gleichheit für beide Cylinderseiten, vorn 3 % Vorausströmung und 13 % Kompression, hinten 3½ % Vorausströmung und 14 % Kompression. Beim Regulieren des Grundschiebers lasse ich zur Kontrolle zuerst ein Blech an der Schieberstange befestigen, auf welches die Schieberflächenmasse aufgerissen sind. An der Führung des Kreuzkopfes wird

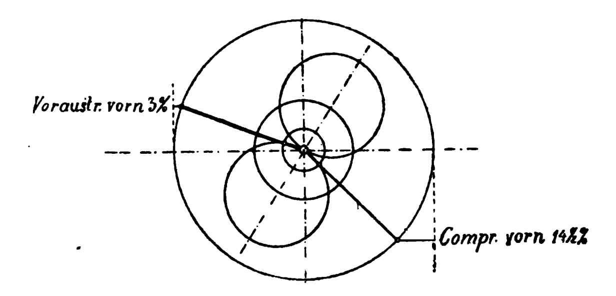


Fig. 1506. Diagramm I.

der Kolbenhub in 10 Teile geteilt und dann so an den inneren Überdeckungen geändert, bis Vorausströmung und Kompression an beiden Cylinderseiten ziemlich gleich sind. Zu korrigieren ist aber wenig, weil es nahezu mit der Zeichnung stimmt.

Auch kann man die höchsten Füllungen des Grundschiebers, welche natürlich ungleich sind, aus dem Diagramm III ersehen.

Es dürfte wohl wenig Zweck haben, Konstruktionen auszuführen, welche **das Fehlerglied beseitigen**; denn bei Doppelschiebersteuerungen hat man es ja in der Hand, auf die Füllung, mit welcher die Maschine normal arbeiten muss, den Expansionsschieber gleich einzustellen. Wird so eine Maschine mit der Zeit mal mehr belastet, so kann man ja bei Ridersteuerung durch Verlängern oder Verkürzen der Expansionsschieberstange leicht eine andere Füllung einstellen.

Bei Zwei-Schiebersteuerungen ist die Gleichstellung des Expansions- und Kompressionsanfanges für eine Füllung ganz leicht, soll jedoch diese für alle Füllungen soweit als möglich erreicht werden, so ist der Grundschieber auf gleiches Voreilen und gleiche Kompression zu regulieren, und die Expan-

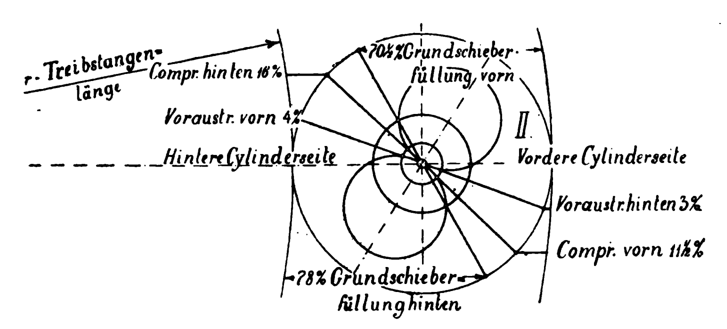


Fig. 1507. Diagramm II.

sionsschieber in der Weise zu konstruieren, dass sie bei normaler Füllung und halber Füllung gleiche Abschnitte ergeben, die Abweichungen sind dann für die anderen in Frage kommenden Füllungen unerheblich.

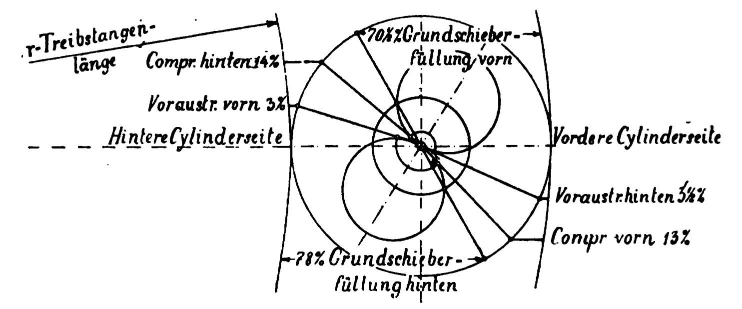


Fig. 1508. Diagramm III.

Diese Korrektur bedingt bei der Meyerschen Steuerung verschiedene Gewinde und beim Riderschieber verschieden geneigte Kanäle. Die gebräuchlichste Korrektur des Fehlergliedes besteht darin, dass das Mittel des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber in der Weise verschoben wird, dass für die normale Füllung der Abschnitt für den Dampfeintritt auf beiden Seiten gleichmässig erfolgt.

Abschnitt IX.

Verschiedene Maschinengattungen.

A. Eincylindermaschine.

(Hauptdimensionen und Leistung S. 315, 385, Details S. 24, Gewichte S. 291, Raumbedarf S. 383, Kostenüberschlag S. 385, Effektberechnung S. 303, 312.)

Die **Eincylindermaschine** wird mit und ohne Kondensation, horizontaler, vertikaler und schiefer Cylinderachse ausgeführt, und an Mannigfaltigkeit in Bezug auf Steuerungsanordnungen und Dampfverteilungselementen steht sie ihren anderen Schwestern in keiner Beziehung nach.

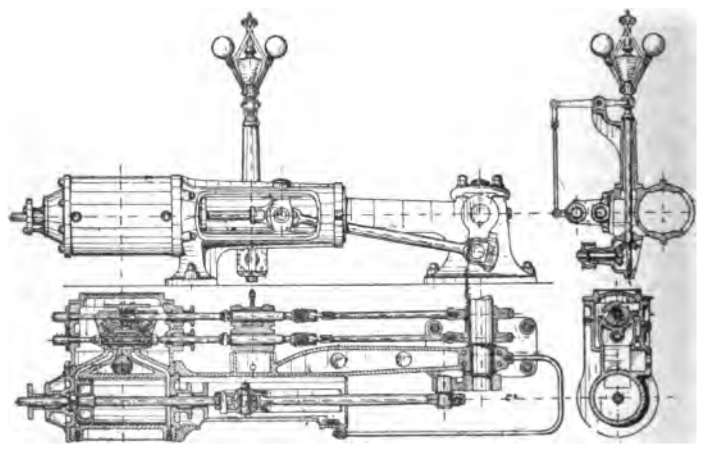


Fig. 1509—1512.
Horizontale Eincylindermaschine, $D = 250$, $H = 400$.
Massstab 1 : 40.

Anordnung.

Die horizontale Anordnung hat den Vorteil der Billigkeit und leichten Zugänglichkeit, während die **vertikale Anordnung** weniger Grundfläche beansprucht und den Cylinder nicht einseitig ausschleisst.

Diagonale Anordnung (s. Seite 5) wird nur in besonderen Fällen entworfen; sie bedarf fast derselben Grundfläche wie die Horizontalmaschine, ist weniger zugänglich in allen ihren Teilen und schwerer zu montieren wie die horizontale und vertikale Anordnung.

Die Hauptvorteile der Eincylindermaschinen sind ihre geringen Anlagekosten, geringer Raumbedarf, das Vorhandensein eines einzigen Kurbelmechanismus (das aber auch bei der Tandemmaschine eintrifft).

Ihre **Nachteile** sind der grössere Dampfverbrauch bei grösseren Anlagen und die Schwierigkeit, sie an allen Stellungen anlaufen zu lassen. Sie ist daher nur dort zu empfehlen, wo:

1. auf grosse Ökonomie verzichtet wird, wie bei kleineren und mittleren Anlagen;
2. wenige Stillstände vorkommen und ein Wechsel in der Bewegungsrichtung nicht bedingt ist;
3. der Dampfbetrieb nur als Aushülfe verwendet wird (wie bei Wasserkraftanlagen) oder das Brennmaterial billig ist.

Vertikale Maschinen.

Die **vertikale** oder **freistehende Maschine** kann in jeder Grösse ausgeführt werden, hat entweder die Kurbelachse unten oder oben angeordnet; letztere Anordnung ist weniger stabil und hat nur dort ihre Berechtigung, wo die Transmission direkt gekuppelt werden kann oder andere Gründe deren Anwendung wünschenswert erscheinen lassen.

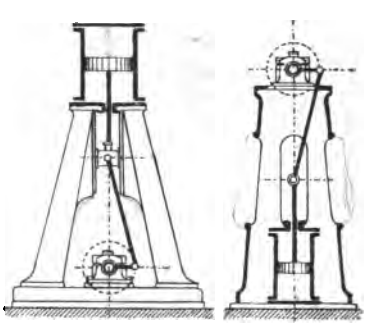


Fig. 1513—1514.
Vertikalmaschinen.

Wanddampfmaschinen.

Die Wanddampfmaschinen werden hauptsächlich dort angewendet, wo es an Platz mangelt und die Verbindung der Kurbelwelle mit der Transmission keine Schwierigkeiten bereitet.

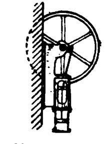


Fig. 1515.
Wanddampfmaschine.

Der Dampfverbrauch ist ausführlich auf Seite 330 angegeben. **Die Leistung** s. Seite 312.

Maximalleistung.

In den Offerten auf Lieferung einer Dampfmaschine ist meistens von einer **Normalleistung** die Rede. Die Bezeichnung Normalleistung in Pferdestärken giebt uns aber noch keinen Anhalt über die Grösse der Maschine. So bezeichnet zum Beispiel eine Firma eine Dampfmaschine von 400 mm Cylinder-

durchmesser, 700 mm Hub, 75 Touren pro Minute mit normal 75pferdig, ein anderer Lieferant mit 90pferdig. Man muss also unter allen Umständen auch die **Grössen**verhältnisse der Maschine bei der Vergleichung der Preise berücksichtigen. Wenn man die Normalleistung nach den im Kapitel **„Effektberechnung"** angegebenon Werte festhält, so kann die **Maximal**leistung, das ist die Leistung, mit welcher die Maschine noch imstande sein muss, **längere Zeit anstandslos** zu arbeiten, nach folgender Tabelle angesetzt werden.

Tabelle 174. Vergleich der Normal- und Maximalleistung.

	Atm. abs.					
Dampfdruck . . . . . $p =$	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9
Auspuff, Maximalleistung. . =	1,2	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5
Kondensation, „ „ . . =	1,4	1,5	1,5	1.5	1,5	1,5

Nachstehendes Schema (Fig. 1516—1523) giebt uns die Verhältnisse für **Normal-** und **Maximal**leistung für mittlere Maschinengrössen. Das Schema zeigt uns auch den Einfluss des **Dampfverbrauches** S_i pro indizierte Pferdekraft und Stunde auf die Leistung; so z. B. braucht eine Kondensationsmaschine mit 7 Atm. abs. Spannung bei der Maximalleistung (1,5 der Normalleistung) pro N_i und Stunde 15 % mehr Dampf als bei der Normalleistung.

Vergleichswerte für Normal- und Maximalleistung

des mittleren **Kolbenüberdruckes** p_m bezw. Leistung N_i, **Füllung** h, **Endspannung** w und **Dampfverbrauch** S_i pro indiz. PS. und Stunde.

Fig. 1516 –1519. Für Auspuffmaschinen.

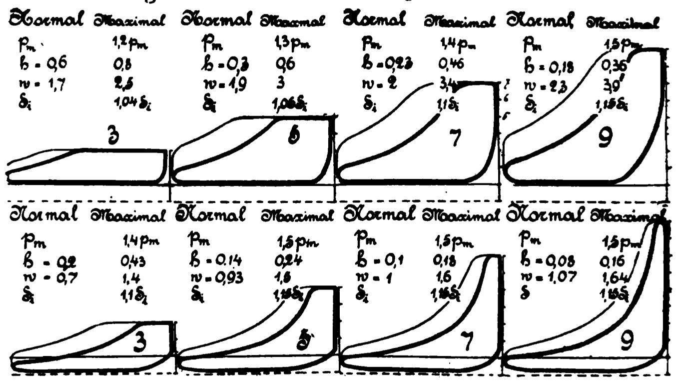


Fig. 1520—1523. Für Kondensationsmaschinen.
—— Normalleistung, —— Maximalleistung.

Hauptmasse

der Eincylinder-Dampfmaschinen mit und ohne Kondensation.

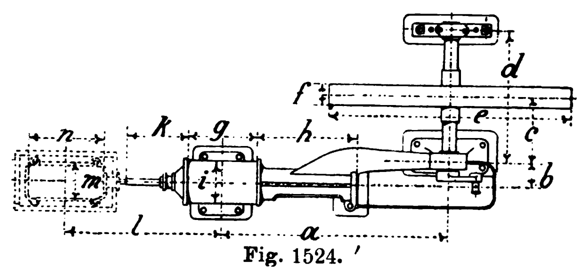


Fig. 1524.

Tabelle 175. Hauptmasse.

Hub *H*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*
400	1910	230	700	1300	2200	200	560	900	400	—	—	—	—
500	2295	270	750	1450	2700	250	680	1067	470	770	1800	450	850
600	2685	310	800	1600	3200	300	800	1217	540	901	1950	480	1000
700	3090	350	850	1750	3700	370	922	1383	600	1026	2100	510	1200
800	3450	390	900	1900	4200	430	1038	1531	660	1146	2500	600	1250
900	3840	430	1000	2100	4600	500	1154	1683	720	1271	2750	700	1650
1000	4265	470	1100	2300	5200	550	1270	1870	780	1406	3000	900	1650
1100	4675	515	1200	2500	5800	600	1450	2040	800	1500	3250	1000	1800
1200	5142	560	1300	2700	6500	650	1580	2220	850	1600	3550	1100	2000
1400	5800	675	1500	3100	7250	750	1850	2450	950	1850	4200	1300	2300
1600	6550	750	1700	3500	8000	850	2100	2750	1025	2000	4750	1450	2600
1800	7300	850	1950	3900	8750	1000	2400	3070	1100	2300	5300	1650	2900

Die obige Tabelle soll das **Projektieren** der Dampfmaschinen erleichtern und das Nachsuchen in den Zeichnungen dadurch erspart werden.

Raumbedarf
der Eincylindermaschinen mit und ohne Kondensation.

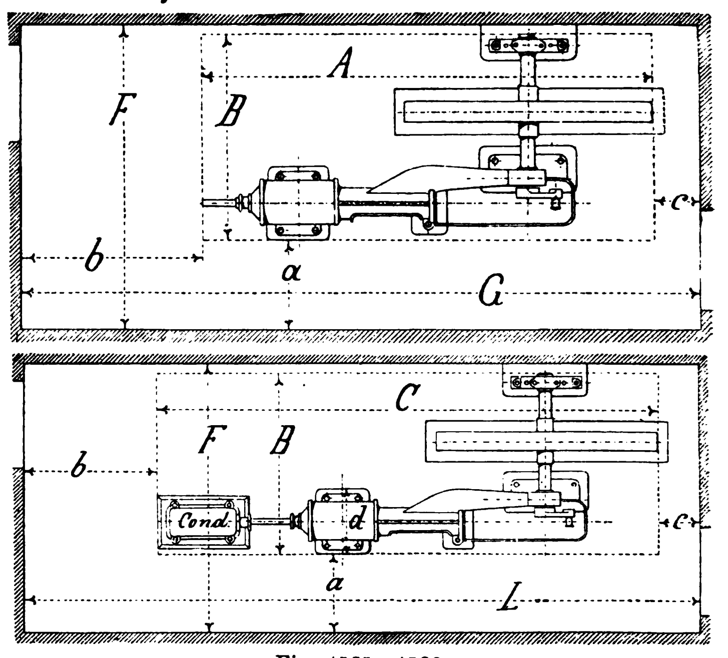


Fig. 1525—1526.

Tabelle 176.

Hub	Ohne Kondensation. Fig. 1525.								Mit Kondens Fig. 1526.	
H	*A*	*B*	*a*	*b*	*c*	*d*	*F*	*G*	*C*	*L*
400	3350	2015	800	1600	500	600	2800	5450	—	—
500	4755	2252	900	1700	500	700	3300	6955	6025	8225
600	5586	2505	1000	1800	600	800	3650	7986	6900	9300
700	6427	2757	1100	1900	600	900	4050	8927	7830	10330
800	7215	3010	1200	2000	700	1000	4400	9915	8890	11590
900	7988	3312	1300	2100	700	1100	4800	10788	9940	12740
1000	8906	3615	1400	2200	700	1200	5200	11806	10950	13850
1100	9050	3950	1500	2300	800	1300	5550	12150	11950	15050
1200	10782	4200	1600	2400	800	1400	6000	13982	13100	16300

Hauptdimensionen, Leistung, Gewichte und Preise von Dampfmaschinen gebräuchlicher Ausführung.

Tabelle 177. Dampfdruck 7 Atm. abs.

Hub	Durchmesser	Umdrehungen pro Minute	Leistung **) indizierte PS.		Gewicht mit Schwungrad und ohne Kondensation	Preis *) ohne Kondensation	Preis der Kondensation
H	D	n	normal N_i	maximal N_i	kg	Mark	Mark
200	150	200	6	9	900	*1100*	—
300	200	150	18	25	1600	*1700*	—
400	250	120	32	45	3000	*3000*	—
500	300	106	50	70	5000	*5000*	*1200*
600	350	95	70	95	7000	*7000*	*1600*
700	400	85	85	120	9000	*9000*	*2000*
800	450	77	120	170	12000	*10800*	*2400*
900	500	70	160	220	15000	*12000*	*3000*
1000	550	65	190	260	19000	*13300*	*3500*
1100	600	60	230	340	24000	*14500*	*4200*
1200	700	57	310	430	35000	*20000*	*5000*
1400	800	53	430	600	48000	*26000*	*6000*
1600	900	50	570	800	62000	*33000*	*7300*
1800	1000	47	780	1000	80000	*40000*	*9000*

*) Schwankt je nach der Ausführung und Marktlage um 20% nach oben und unten.

Das Schwungrad ist hier mit 30% des Gesamtgewichtes inbegriffen.

**) Bei der Maximalleistung ist der Dampfverbrauch pro N_i und Stunde ca. 13% grösser, als bei der Normalleistung, s. Seite 382, Nutzleistung bezw. Wirkungsgrad s. Seite 304.

B. Zwillingsmaschine.

Die **Berechnung der Leistung** der Zwillingsmaschine geschieht in derselben Weise, wie bei der Eincylindermaschine. Die indizierte Leistung der Zwillingsmaschine ist die doppelte der Eincylindermaschine mit demselben Cylinderdurchmesser und Hub. Eine Eincylindermaschine hat weniger Reibungswiderstände als eine Zwillingsmaschine von denselben Abmessungen. Dagegen hat eine Zwillingsmaschine weniger Reibungswiderstände als zwei Eincylindermaschinen; demnach ist die effektive Leistung einer Zwillingsmaschine ca. 2,1 mal so gross, als die einer Eincylindermaschine mit denselben Verhältnissen.

Zwillings- und Drillingsmaschinen finden am meisten da Anwendung, wo ein entsprechendes Schwungrad nicht angewendet werden kann und die Maschinen ohne grossen Zeitverlust umgesteuert werden müssen.

Achsen für Zweicylindermaschinen.

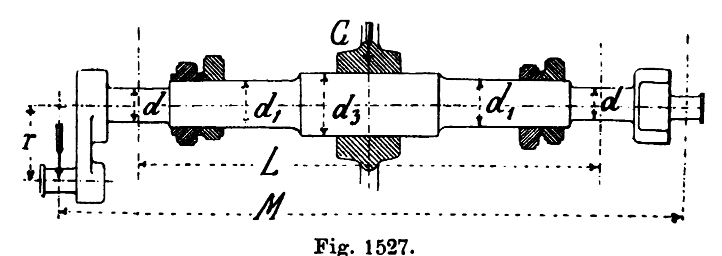


Fig. 1527.

Achsen für Zweicylindermaschinen. Fig. 1527.

Tabelle 178. mm.

Hub H	400	500	600	700	800	900	1000
M	2100	2300	2500	2700	2850	3000	3200
L	1670	1820	1940	2060	2130	2200	2300

Die Kurbelachsen für **Zwillings- und Kompoundmaschinen** erhalten meist dieselben Zapfenstärken d wie die Eincylindermaschinen, der Durchmesser in der Mitte $d_3 = 1{,}3$ bis $1{,}5\,d$.

C. Mehrfach-Expansionsmaschinen.

I. Die Woolfsche Maschine.*)

Die **Woolfsche** Maschine hat **keinen Receiver,** also ununterbrochene Expansion.

I. Beide Cylinder wirken auf **eine Kurbel.** Gleichgerichtete Kolbenwege. Fig. 1528—1529.

Der Kesseldampf tritt, Fig. 1316, bei K in den kleinen Cylinder, entweicht bei A aus dem grossen Cylinder ins Freie oder in den Kondensator.

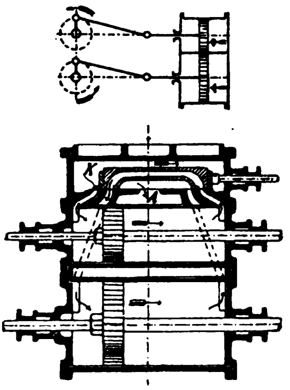


Fig. 1528—1529. Gleichgerichtete Kolbenbewegung.

Die Wege, welche der Dampf passiert, sind durch Pfeile gekennzeichnet. Der Dampf geht von der einen Seite des Hochdruckcylinders nach der entgegengesetzten Seite des Niederdruckcylinders.

Sehr grosser schädlicher Raum.

II. Jeder Kolben wirkt **auf je eine Kurbel,** welch letztere um 180° versetzt sind. **Ununterbrochene Expansion.** Entgegengesetzt gerichteter Kolbenweg. Fig. 1530.

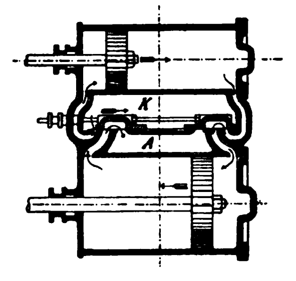


Fig. 1530. Entgegengesetzte Kolbenbewegung.

Den Kesseldampf denke man sich hier bei K in den Hochdruckcylinder tretend, während der Austritt aus dem grossen Cylinder bei A stattfindet. Der Dampf geht von der einen Seite des Hochdruckcylinders nach derselben Seite des Niederdruckcylinders. Der **schädliche Raum** fällt hierbei **kleiner** aus, als unter I.

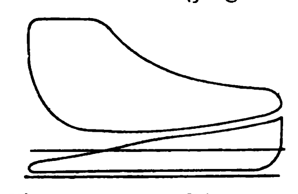


Fig. 1531—1532. Diagramm.

In beistehendem **Diagramm,** Fig. 1531—1532, hat der Hochdruckcylinder 0,4 und der Niederdruckcylinder 0,8 Füllung mit der Absperrung des grossen Cylinders bei c beginnt die Kompression im kleinen Cylinder. Der Druck hinter dem kleinen Kolben ist infolge Reibungs- und Kontraktionswiderständen stets etwas grösser als vor dem grossen Kolben.

*) Wirkungsweise s. Seite 8.

Expansionssteuerung an Woolfschen Maschinen.

Es ist verteilhaft, dem kleinen Cylinder variable vom **Regulator beeinflusste** Steuerung und dem grossen Cylinder eine von **Hand verstellbare** Expansion zu geben.

Die Woolfsche Maschine wird als Betriebsmaschine heute fast nie angewandt, weil dieselbe in der Herstellung nicht billiger als die Kompound- und Tandemmaschine ist, dagegen einen **grösseren Dampfverbrauch** aufweist.

II. Die Tandemmaschine.*)

Die Tandemmaschine (sprich Tändemmaschine) hat einen Receiver (Zwischenbehälter), arbeitet also mit unterbrochener Expansion. Die beiden Dampfcylinder liegen, nicht wie bei der Kompoundmaschine, nebeneinander, sondern **hintereinander,** wie in Fig. 1533 im Grundriss angedeutet.

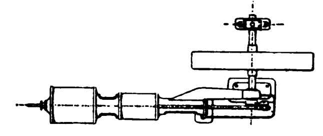


Fig. 1533. Tandemmaschine.

Bei der Konstruktion der Tandemmaschine ist besonders darauf Bedacht zu nehmen, dass auch der **Kolben** des Hochdruckcylinders ohne Demontage des Niederdruckcylinders **herausgenommen** werden kann.

Ein sehr wichtiger Konstruktionsteil ist demnach die **Verbindung der beiden Cylinder** unter sich.

Bei kleineren Maschinen (Lokomobilen) findet man wohl die Ausführung Fig. 1534. Man tröstet sich damit, dass die Undichtigkeit des Zwischendeckels insofern keine grossen Verluste bringt, weil der Dampf im Niederdruckcylinder noch Arbeit verrichtet.

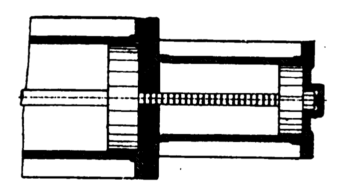


Fig. 1534.

Man findet auch Ausführungen nach Fig. 1534 — 1542. Doch sind diese nicht zu empfehlen. Das Dichthalten der Flansche durch die steife Verbindung bringt häufig Schwierigkeiten, welche sich schwer beseitigen lassen.

---

*) Auch Woolfsche Maschine mit Receiver genannt.

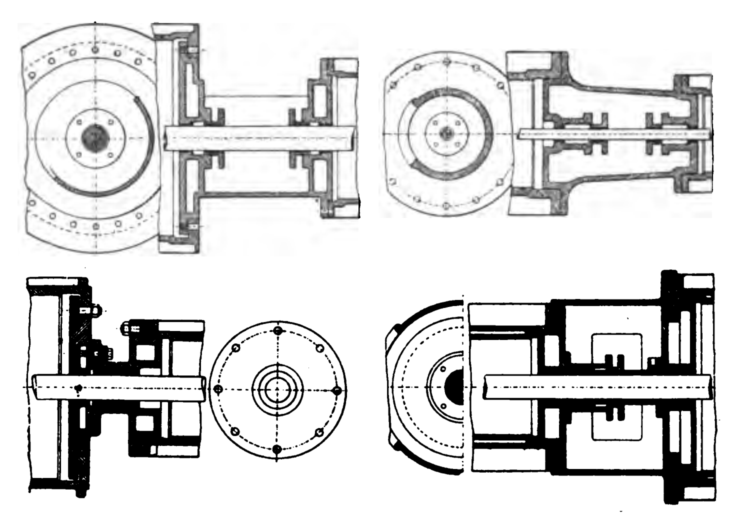


Fig. 1535—1538. Verbindungsstücke. Fig. 1539—1542.

Eine gute Ausführung ist in Fig. 1543 gezeichnet, bei welcher die Cylinderdeckel extra aufgeschraubt sind. Auch die hier angewandte Lagerung der Kolbenstange bietet Schutz gegen einseitiges Ausschleissen der Stopfbüchse und des Cylinders.

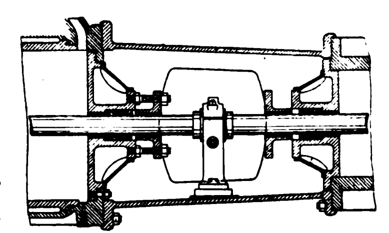


Fig. 1543.

Der Dampfverbrauch.

Der Dampfverbrauch der Tandemmaschine ist gleich dem der Kompoundmaschine, ebenso die Hauptdimensionen.

Die Leistung

der Tandemmaschine ist gleich der der Kompoundmaschine.

Der Raumbedarf.

Die Tandemmaschine benötigt einen weniger breiten Maschinenraum und wird aus diesem Grunde unter Umständen der Kompoundmaschine vorgezogen.

Die Preise

der Tandemmaschine stellen sich 6 % billiger als die der Kompoundmaschine, s. Seite 402.

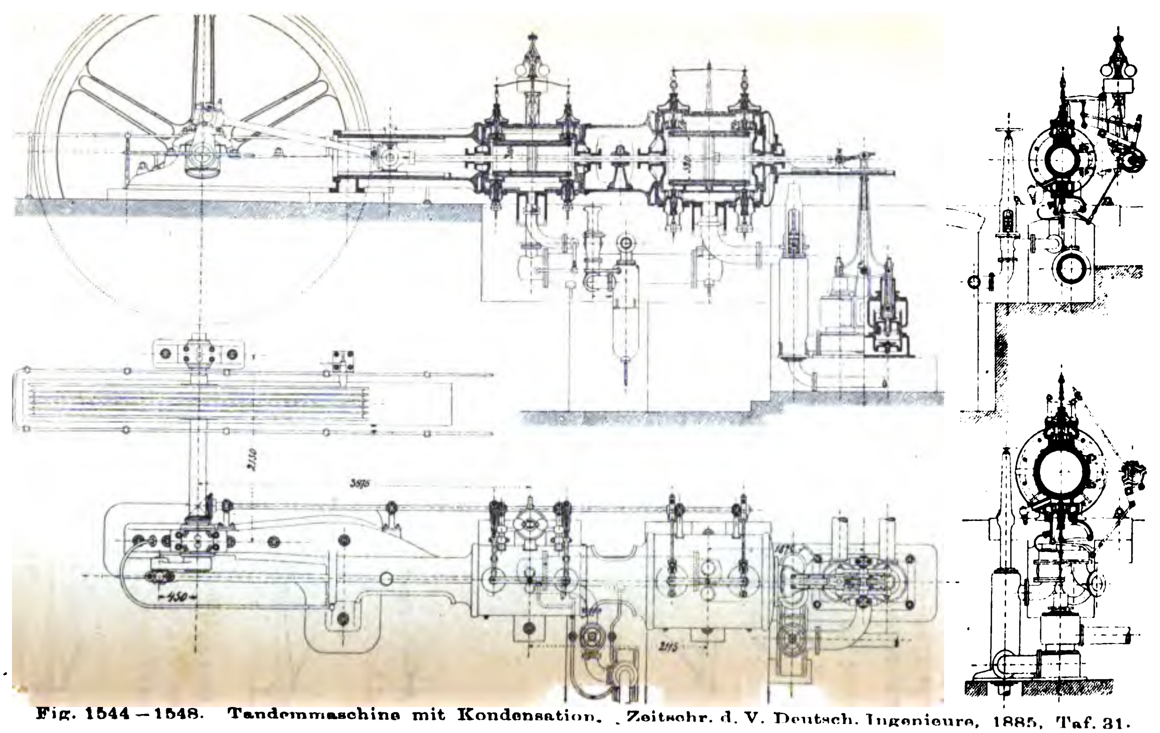


Fig. 1544—1548. Tandemmaschine mit Kondensation. Zeitschr. d. V. Deutsch. Ingenieure, 1885, Taf. 31.

Volumendiagramm für Tandemmaschinen.

(Woolfsche Maschine mit Receiver) Kurbeln unter 0^0 versetzt (vergl. Volumendiagramm für Kompoundmaschinen Seite 392).

Wegen der immer gleichgerichteten Kolbenbewegung in beiden Cylindern kann hier die Kurbelkreisabwickelung als geneigte, gerade Linie dargestellt werden.

Anzunehmen ist der Enddruck der Kompression des Hochdruckcylinders, also f',

$f'd'$ Kompressionskurve (Konstruktion von A aus),

$d'c'$ Kompressionskurve (Konstruktion von B aus d' in Höhe),

$w'c'b'$ gleicher Vorgang in beiden Cylindern $p_2 = \frac{v_0 \cdot w'}{v_2}$,

$b''c''$ Eintrittslinie im Niederdruckcylinder (wie in Figur übertragen),

von c'' Expansion im Niederdruckcylinder (Konstruktion von B aus).

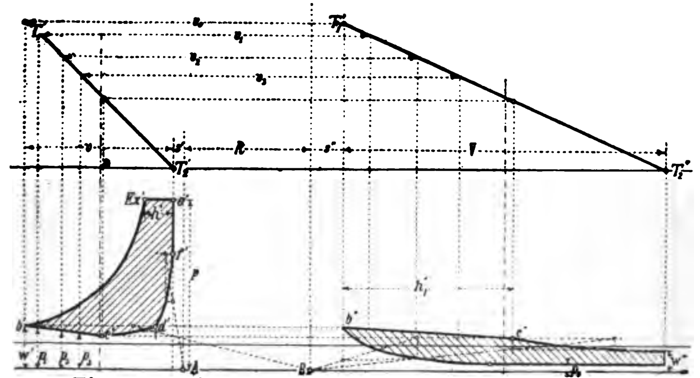


Fig. 1549. Volumendiagramm für Tandemmaschinen.



Fig. 1550.

Enddruck der Kompression kleiner als w' ergiebt Füllung h_1'' um das Stück (n) kleiner $= h_2''$. Expansionslinie des Niederdruckcylinders liegt in diesem Falle etwas tiefer, weil ein Teil des Dampfes den schädlichen Raum ausfüllen muss.

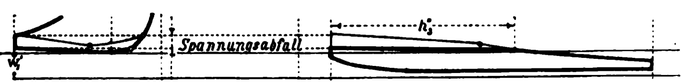


Fig. 1551. Mit Spannungsabfall wird die Füllung im Niederdruckcylinder grösser $= h''$.

III. Die Kompoundmaschine (Verbundmaschine).*)

(Hauptdimensionen s. Seite 12 u. 319, Dampfverbrauch Seite 331, Effektberechnung Seite 320, Raumbedarf Seite 403.)

Mit der Anwendung der **mehrstufigen Expansion** sucht man den Dampfverbrauch herabzumindern durch Anwendung hoher Expansionsgrade. Die wirksame Druckdifferenz auf dem Dampfkolben ist bei der Mehrfach-Expansionsdampfmaschine nicht so starken Schwankungen unterworfen als bei der Eincylinderdampfmaschine.

Ein weiterer Vorteil ist der **geringere Druckunterschied** in den Cylindern, hierdurch kleineres Temperaturgefälle (weniger Dampfverluste durch Niederschlagen an den Cylinderwandungen) bequemeres Dichthalten der Stopfbüchsen u. s. w.

Die **Kompoundmaschine** (sprich „Kompaundmaschine") unterscheidet sich von der vorher behandelten Tandemmaschine dadurch, dass Hoch- und Niederdruckcylinder nicht hintereinander sondern **nebeneinander** liegen und auf zwei Kurbeln wirken, welche um 90⁰ versetzt sind.

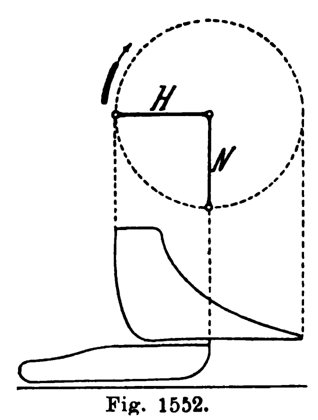


Fig. 1552.

Die in Fig. 1552 dargestellten **Diagramme** sind der Deutlichkeit wegen um den halben Hub verschoben.

Es bedeutet darin:

H Hochdruckcylinder,
N Niederdruckcylinder.

Die **Wirkungsweise** der Kompoundmaschinen ist auf Seite 8 schematisch dargestellt.

Berechnung der Kompoundmaschine

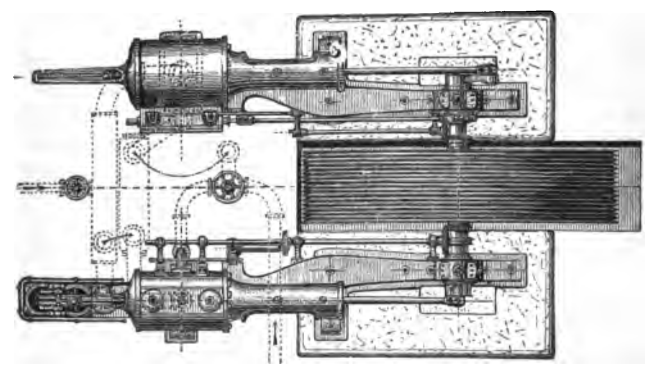
gleich der Eincylindermaschine, s. Seite 312.

Man wähle nach Seite 318 den mittleren **Kolbenüberdruck** $(p_m)_i$, dann ist die **Leistung** $N_i = \frac{Q\ (p_m)_i\, c}{75}$ ind. PS. (Q Querschnitt

*) Wirkungsweise s. Seite 8.

des Niederdruckcylinders in Quadratcentimeter, c Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sekunde.)

Das $(p_m)_i$ kann man auch auf folgende Weise bestimmen: Endspannung w'' nach Seite 318, schädlicher Raum s'' nach Seit 318, ideeller schädlicher Raum $s_i = \frac{s''}{\frac{V}{v}}$, ideelle Füllung $h_i = \frac{w''(1+s_i)}{p} - s_i$ $(p_m)_i = 0{,}85\, kp \cdot$ (k nach Seite 308), 0,85 ist der Völligkeitsgrad.



(Holzschnitt der *Görlitzer Maschinenbauanstalt.*)

Fig. 1553. Grundriss einer Kompoundmaschine mit Kondensation.

Die Leistung der **einzelnen Cylinder** lässt sich nur aus dem **Volumendiagramm** (vergl. Seite 391) mit grösserer Genauigkeit vorherbestimmen, doch ist folgende Annäherungsmethode für die meisten Zwecke ausreichend. Mit der angenommenen Endspannung w'' (Seite 318) konstruiere man die Mariottsche Linie unter Annahme von 2% ideellen schädlichen Raum, so ergiebt sich das in Fig. 1554 dick ausgezogene theoretische Diagramm, dessen Fläche den Ausdruck kp entspricht, $(p_m)_i$ ist dann $= 0{,}85\, kp$; der in Fig. 1555 schraffierte Verlust also $= 0{,}15\, kp$.

Bezeichnet nun

t die zu p, t'_1 die zu w' und t''_2 die zu w''

gehörigen **Temperaturen** aus Tabelle 159 (Seite 335), so ist für **gleiche Temperaturgefälle** $t' = \frac{t + t''}{2}$, woraus w' nach Tabelle 164 bestimmt und im Diagramm abgetragen; durch Ziehen der Horizon-

talen in der Höhe w' ergiebt sich das Volumen des Hochdruckcylinders in einem noch unbekannten Massstabe. Wären keine Verluste vorhanden, so würde OX das Volumen des Niederdruckcylinders plus dessen schädlichen Raum darstellen und die Expansionskurve würde sich mit der gezogenen Mariottschen Linie decken. Erfahrungsgemäss liegt aber die Expansionskurve des Niederdruckcylinders ca. $^1/_{10}$ Atm. unter der theoretischen Kurve, trägt man die Verluste 0,1 Atm. vertikal ab (s. Fig. 1555) zieht durch w'' eine Horizontale, so schneidet letztere die neue Expansionskurve und ergiebt das Volumen des Niederdruckcylinders V plus dessen schädlichen Raum s''. Trägt man nun den üblichen **Spannungsabfall** 0,3 Atm. von der Endspannung w' nach unten ab, so giebt p'' die **Eintrittsspannung** für den Niederdruckcylinder.

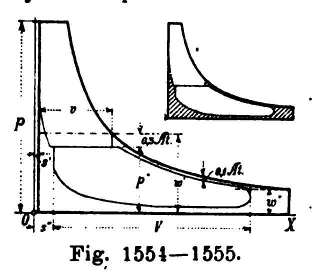


Fig. 1554—1555.

Verhältnis der **Cylindervolumen** für Kompoundmaschinen mit Rücksicht auf gleiches Temperaturgefälle.

Tabelle 179.

	ohne Kondensation				mit Kondensation				
$p =$	8	9	10	11	4	5	6	7	8
$V : v =$	2,0	2,1	2,2	2,3	2,0	2,2	2,4	2 6	2,8

Unter das Diagramm (Fig. 1554) konstruiere das **Schieberdiagramm** für jeden Cylinder. Wenn **Expansionssteuerungen** gewählt sind, so zeichne man zunächst nur die Schieberdiagramme der Grundschieber.

Bei **Kompoundmaschinen** verwendet man am Niederdruckcylinder vielfach den **Trick**schen Kanalschieber*) (s. S. 398). Konstruktion des Schieberdiagramms des Trickschen Schiebers genau wie für den einfachen Schieber (Fig. 1556). Ziehe im Abstand $\frac{a}{2}$, sowie im Abstand a eine Parallele zu $Ve\,Ex$ mache $(n) = n$ etc., so giebt der schraffierte Teil die Dampfverteilung für den Eintritt an.

*) Auf Seite 395 ist $r = a + e$ gewählt.

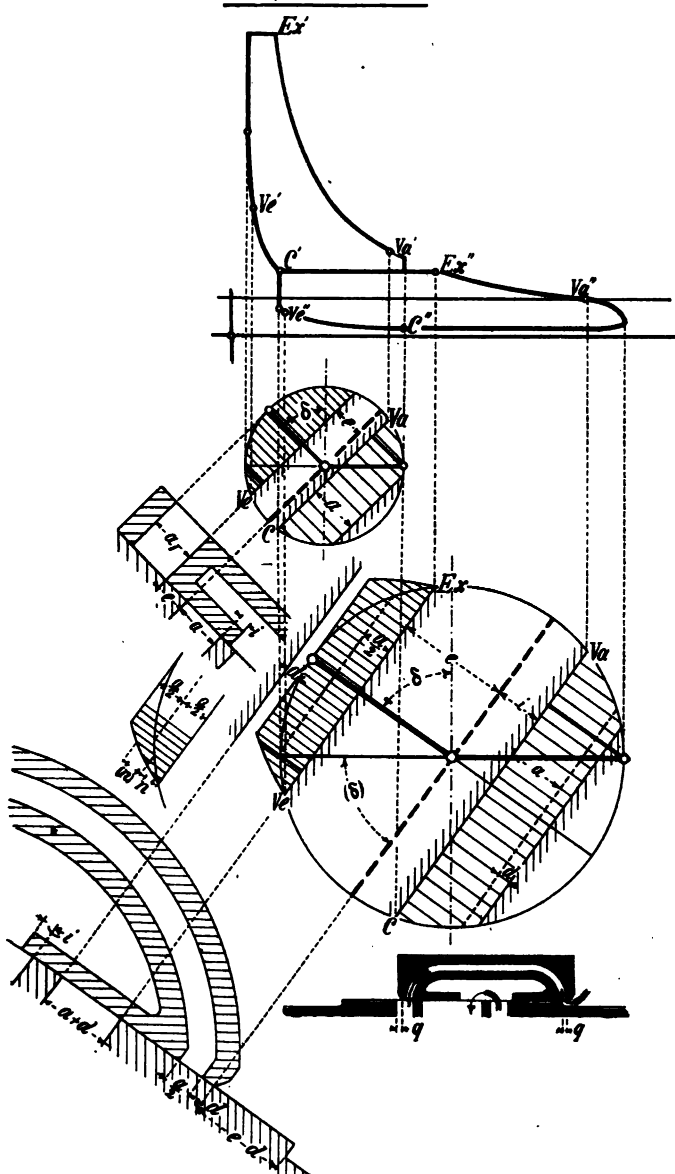


Fig. 1556. Schieberpiagramm der Kompoundmaschine.

Statt des hier gewählten Müllerschen Diagramms kann selbstverständlich auch das Zeunersche benutzt werden.

Volumendiagramm für Kompoundmaschinen.

(Kurbeln unter 90° versetzt.)

v Volumen des Hochdruckcylinders,
s' „ „ schädlichen Raumes des Hochdruckcylinders
R „ „ Receivers ($v \leqq R \leqq V$).
s'' „ „ schädlichen Raumes des Niederdruckcylinders
V „ „ Niederdruckcylinders,
T_1' T_2' T_3' Abwickelung des Kurbelkreises des Hochdruckcylinders
T_1'' T_2'' T_3'' „ „ „ „ Niederdruck „
(Konstruktion aus der Figur ersichtlich.)
T_1' T_2' T_3' Totpunkte des Hochdruckcylinders,
T_1'' T_2'' T_3'' „ „ Niederdruckcylinders,
$h' = a'$ $Ex' =$ der aus dem angenäherten Diagramm ermittelten Füllung,
Ex' Va' Expansionskurve (Konstruktion von A aus),
Va' b' Überströmkurve nach dem Receiver.

1. Gegendrucklinie des Hochdruckcylinders.

Auf den wagerechten Verbindungslinien beider Kurbelabwickelungen sind die jeweiligen Dampfvolumina v_1 v_2 etc. (siehe Fig. 1557) abzumessen und daraus die entsprechenden Dampfspannungen zu bestimmen, z. B. b' c' Kompressionskurve (Konstruktion von B aus) $p_1 = \frac{w'(v + s' + R)}{v_1}$

c' ist die entsprechende Kolbenstellung im Hochdruckcylinder von c'' resp. Ve'' Beginn des Eintritts im Niederdruckcylinder.

Von $c' - d'$ gemeinsamer Vorgang in beiden Cylindern einschliesslich der schädlichen Räume und dem Receiver. Konstruktion nach dem Gesetz $v_1 \cdot p_1 = v_2 \cdot p_2 = v_3 \cdot p_3$ etc., also z. B.: $p_2 = \frac{p_1 \cdot v_1}{v_2}$.

2. Kompression im Hochdruckcylinder.

f' d' Kompressionskurve dem jeweiligen Zweck entsprechend (Konstruktion von A aus).

Schnittpunkt d' der beiden letzten Kurven giebt den Kompressionsbeginn im Hochdruckcylinder an.

3. Eintritt des Niederdruckcylinders.

Kurve c' d' in das Niederdruckdiagramm übertragen $= c''$ d'' (Konstruktion siehe Figur).

d'' Ex'' Expansion (Niederdruckcylinder und Receiver, Konstruktion von A aus).

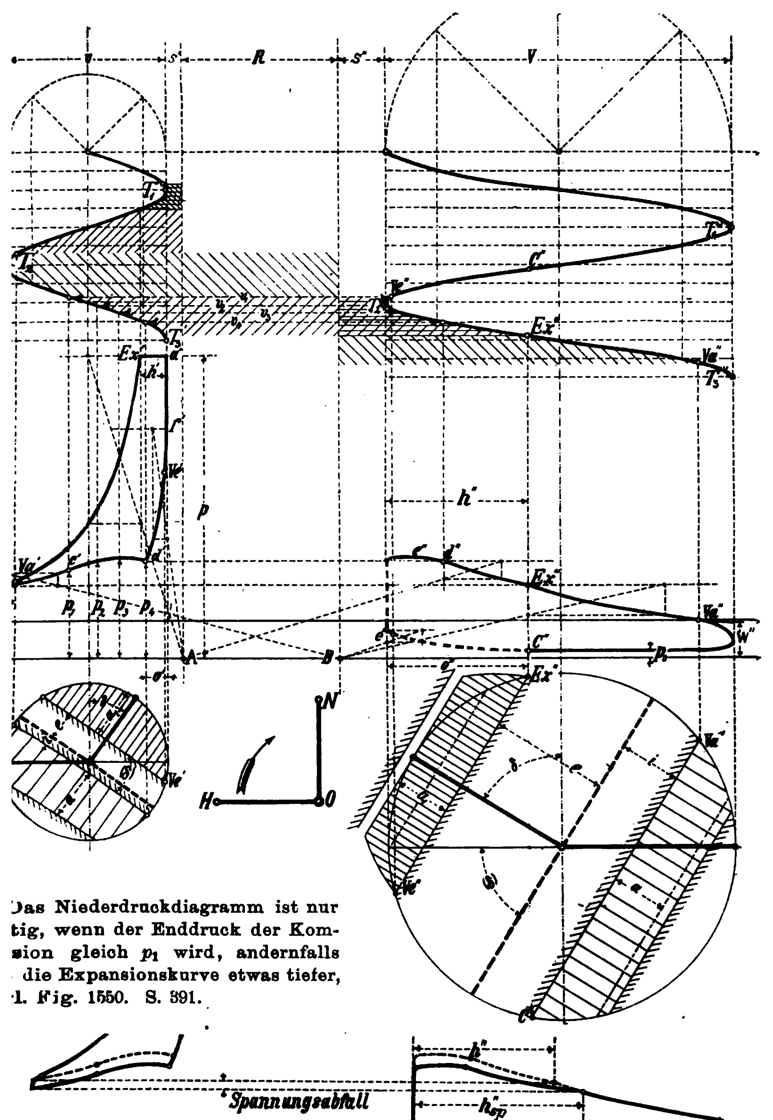
4. Expansion im Niederdruckcylinder.

Ex'' Va'' Expansion i. Niederdruckcyl. (Konstruktion von B aus).

5. Gegendruck und Kompression im Niederdruckcylinder.

Bis C'' Gegendruck p_0,
von C'' bis c'' Kompression im Niederdruckcylinder.

Fig. 1557. Volumendiagramm einer Kompoundmaschine. Kurbeln unter 90° versetzt.



Das Niederdruckdiagramm ist nur
tig, wenn der Enddruck der Kom-
sion gleich p_1 wird, andernfalls
die Expansionskurve etwas tiefer,
l. Fig. 1550. S. 391.

Fig. 1558. Ermittelung des Füllungsgrades im Niederdruckcylinder beim Spannungsabfall.

Die punktierten Kurven decken sich mit den entsprechenden in Fig. 1556.

Steuerung der Kompoundmaschine.

Der Hochdruckcylinder erhält vom Regulator beeinflusste Schieber-, Ventil- oder Corlisssteuerung, während der Niederdruckcylinder meist mit von Hand verstellbarer Meyersteuerung, Trickschen Kanalschieber oder Ventilsteuerung ausgeführt wird.

Die meiste Anwendung findet wohl der **Tricksche Kanalschieber.** Die Excentricität des Schiebers wird zu $r = e + 2c$, an anderen Stellen zu $r = e + c$ angegeben. Beides ist nicht richtig, betrachten wir z. B. den in Fig. 1559—1560 dargestellten Kanalschieber, welcher für den Niederdruckcylinder von 600 mm Durchmesser, 1,75 m Kolbengeschwindigkeit und 0,65 Füllung (Diagramm Fig. 1561) konstruiert wurde und legen wir:

für den Dampfaustritt 24 m Dampfgeschwindigkeit*)
" " Dampfeintritt 30 " "

zu Grunde, so ergäbe sich bei 440 m Kanallänge:

$$a = 45, \; a_1 = 2c = 36, \; e = 30, \; i = 9.$$

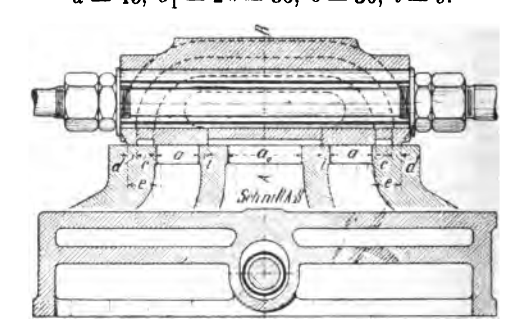


Fig. 1559—1560.
Trickscher Kanalschieber für 600 mm Cylinderdurchmesser.

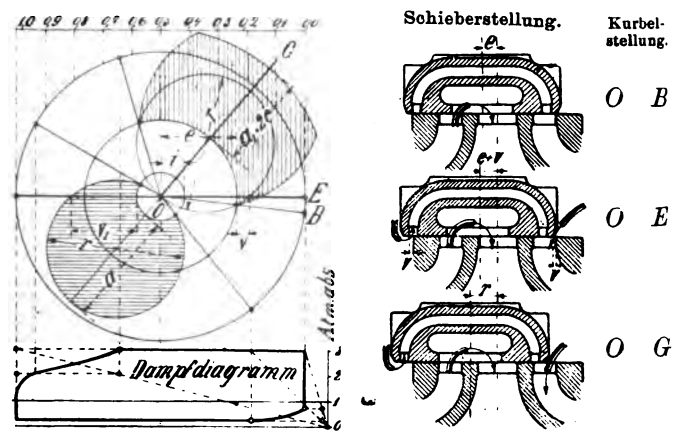


Fig. 1561. Fig. 1562—1564.

*) Für Maschinen mit Kondensation nehme man 18—20 Meter.

Ein Blick auf die Mittelstellung des Schiebers Fig. 1559—1560 und auch Fig. 1564 lässt uns erkennen, dass die Excentricität bezw. der Schieberausschlag mindestens $= a + i = 45 + 9 = 54$ mm sein muss, wenn der Auslasskanal ganz geöffnet werden soll. (Die grösste Eröffnung des Auslasskanales tritt ein in Kurbelstellung *OG*, Fig. 1561 und 1564). Bei Annahme von $r = e + c = 30 + 18 = 48$ würde also der Auslasskanal nicht 45 mm, sondern 39 mm geöffnet, demnach fällt die Excentricität mit $r = e + c$ **zu klein** aus. Man rechnet also am besten:

$$r = e + c, \qquad r = a + i$$

und wählt den **grössten** sich ergebenden Wert.

Der Tricksche Kanalschieber lässt sich auch als **Kolbenschieber** durchbilden, wie auf Seite 234 genügend erklärt.

Der Receiver (Zwischendampfleitung.)

Obwohl die meisten Versuche ergeben haben, dass die **Heizung** der Zwischendampfleitung keine grossen Vorteile bringt, findet man doch die teuersten Ausführungen, von denen in Fig. 1565 bis 1574 einige angeführt sind. Die Grösse der Heizfläche findet sich häufig gleich der zweifachen inneren Mantelfläche des Niederdruckcylinders oder gleich 0,025 qm. pro indiz. Pferdekraft der Maschine.

Das **Volumen** des Receiver incl. Rohrleitung kann gleich dem 0,6fachen Volumen des Niederdruckcylinders gewählt werden.

Häufig wendet man überhaupt keine Erweiterung an, als Volumen des Receivers dient dann die **Übergangsleitung.**

Je grösser der Receiver, desto gleichmässiger werden der Anfangsdruck im Niederdruckcylinder, sowie der Gegendruck im Hochdruckcylinder ausfallen (vergl. Diagramm Seite 397).

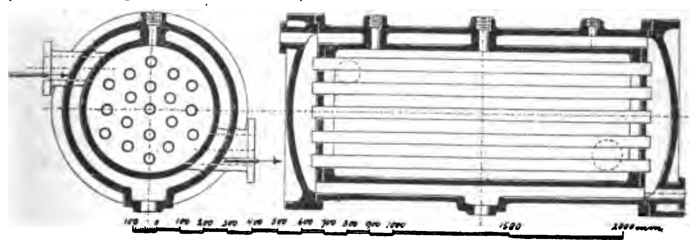


Fig. 1565—1566. Receiver für stehende Wasserwerksmaschine. $d = 430$, $D = 660$, $H = 1000$.*)

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, Tafel 22.

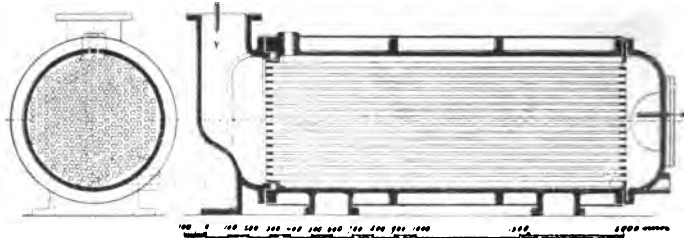


Fig. 1567—1568. Receiver für Tandemmaschine.
$d = 625$; $D = 1080$: $H = 1250$; $n = 56$.*)

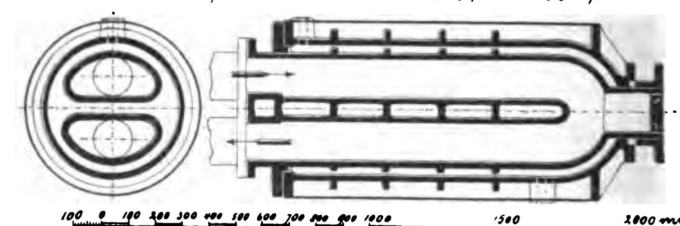


Fig. 1569—1570. Receiver I zur Dreifach-Expansionsmaschine.
200 / 330 / 520 × 700 Hub **)

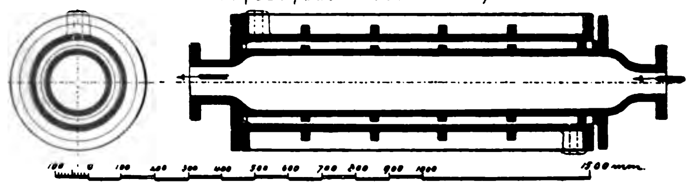


Fig. 1571—1572. Receiver II zur Dreifach-Expansionsmaschine.
200 / 330 / 520 × 700 Hub **)

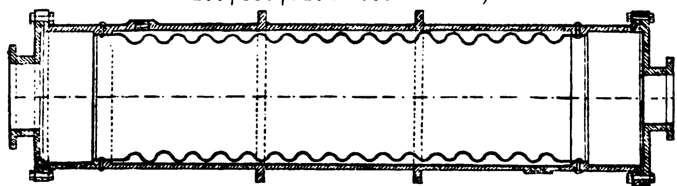


Fig. 1573. Receiver amerikanischer Konstruktion.***)

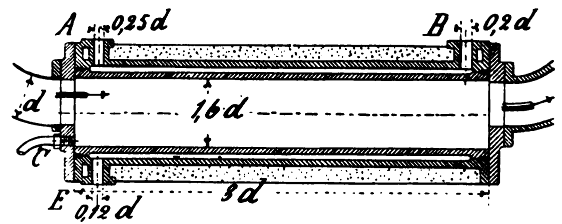


Fig. 1574.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1888, Tafel 15.
**) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1888, Tafel 44.
***) s. Engineering 1891 S. 750.

Die Leistung der Kompoundmaschinen.

Die **Normalleistung** der Kompoundmaschinen nehme man bei scharfen Dampfgarantien nach Seite 318 u. 319.

Bei weniger scharfen Dampfgarantien und gedrückten Preisen kann man die Normalleistung um 10—20 % **höher ansetzen.**

Der entsprechende **Dampfverbrauch** pro N_i und Stunde erhöht sich dann ebenfalls, vergl. Tabelle 150 Seite 324.

Die der **Maximalleistung** entsprechende **Füllung** u. s. w. ist aus nachstehender Tabelle 180 und aus dem Schema Fig. 1575—1580 ersichtlich.

Tabelle 180. Vergleichswerte der Normal- und Maximalleistung.

	Atm. abs.					
Dampfdruck . . . . . . $p =$	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10	10—11
Auspuff, Maximalleistung . . =	1,3	1,3	1,35	1,4	1,4	1,4 N_i
Kondensation, „ . . =	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4 N_i

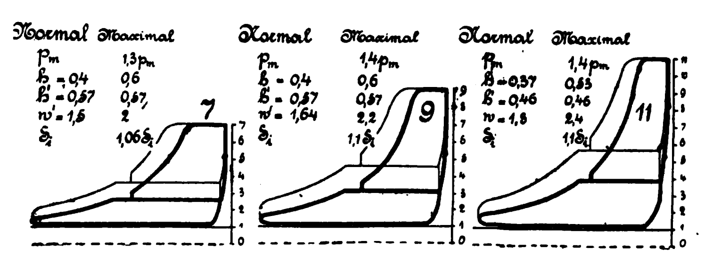


Fig. 1575—1577. Für Auspuffmaschinen.

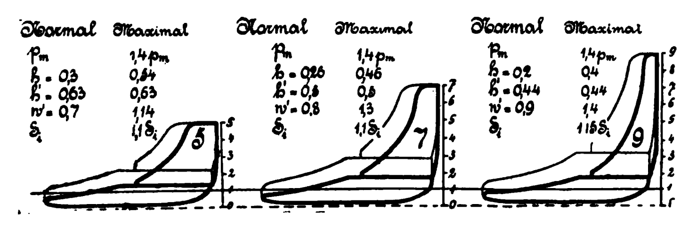


Fig. 1578—1580. Für Kondensationsmaschinen.
— Normalleistung nach Seite 318—319, — Maximalleistung.

Hauptdimensionen, Leistung, Gewichte und Preise horizontaler Kompoundmaschinen gebräuchlicher Ausführung.*)

Tabelle 181. Mit Kondensation. Betriebsüberdruck 6 Atm.

Kolbenhub	Hochdruckcylinder	Niederdruckcylinder	Umdrehungen pro Minute	Leistung **)		Einspritzwassermenge in cbm pro Stunde	Gewicht ***) mit Schwungrad und Kondensation kg	Preis mit Kondensation Mark
H	d	D	n	normal N_i	maximal N_i			
400	**200**	315	100	**30**	50	6	4500	*7000*
500	**300**	450	90	**50**	70	8,4	9500	*13000*
600	**350**	530	80	**80**	112	13	14000	*16500*
700	**400**	610	75	**110**	154	18	19500	*21000*
800	**450**	690	70	**150**	210	24	26000	*26000*
900	**500**	770	67	**200**	280	30	34000	*31000*
1000	**550**	850	65	**250**	350	36	43000	*37000*
1100	**600**	950	60	**330**	462	45	57000	*45000*
1200	**700**	1100	57	**450**	630	60	82000	*59000*
1400	**800**	1250	53	**600**	840	85	110000	*73000*
1600	**900**	1400	50	**800**	1120	110	150000	*92000*
1800	**1000**	1550	47	**1000**	1400	150	200000	*100000*

Stehende Kompoundmaschine siehe Seite 414.

*) Dampfverbrauch Seite 381.

) Bei der **Maximalleistung ist der Dampfverbrauch pro indizierte PS und Stunde 12% grösser als bei der Normalleistung.

***) Das Gewicht des **Schwungrades** ist hier mit circa 25%, das der Kondensation mit 10% des Gesamtgewichtes inbegriffen.

Raumbedarf
der Zweicylindermaschine mit und ohne Kondensation.

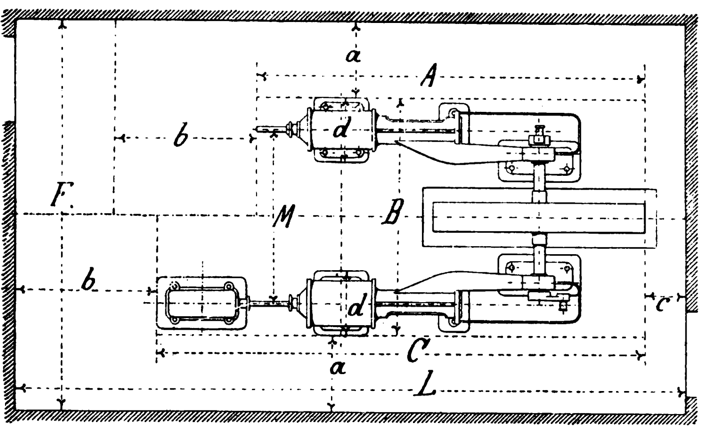


Fig. 1581. **Tabelle 182.**

Hub	Ohne Kondensation								Mit Kondens.	
H	*A*	*B*	*M*	*a*	*b*	*c*	*d*	*F*	*C*	*L*
400	—	2700	2100	800	1600	500	600	4300	—	—
500	4755	3000	2300	900	1700	500	700	4800	6025	8225
600	5586	3300	2500	1000	1800	600	800	5300	6900	9300
700	6427	3600	2700	1100	1900	600	900	5800	7830	10330
800	7215	3850	2850	1200	2000	700	1000	6250	8900	11590
900	7988	4100	3000	1300	2100	700	1100	6700	9940	12740
1000	8906	4400	3200	1400	2200	700	1200	7200	10950	13850
1100	9050	4700	3400	1500	2300	800	1300	7700	11950	15050
1200	10782	5000	3600	1600	2400	800	1400	8200	13100	16300

Das Mass *c* kann auch = *0* oder negativ genommen werden, in letzterem Falle ist die Mauer für das Schwungrad ausgespart.

IV. Die Dreifach-Expansionsmaschine.

Ob überhaupt und unter welchen Verhältnissen die Dreifach-Expansionsmaschine, als **stationäre Maschine,** dem Kompoundsystem vorzuziehen ist, darüber gehen die Ansichten sehr auseinander. Zu Gunsten der **Dreifach**-Expansionsmaschine spricht die bessere Ausnützung des hochgespannten Dampfes (10 Atm.) und der daraus sich ergebende geringere Dampfverbrauch.

Als **Nachteil** muss angesehen werden, dass die Anzahl der (sich teils bewegenden) Maschinenteile um ca. $^1/_3$ vergrössert wird, und dadurch Wartung und Reparaturkosten sich ungünstiger gestalten. Das Dichthalten der Rohrleitung ist dem hohen Dampfdruck entsprechend ebenfalls schwieriger.

Die Versuche, welche Prof. Schröter an einer von der Augsburger Maschinenfabrik gebauten **stationären** Dreifach-Expansionsmaschine anstellte sind in einer sehr interessanten Abhandlung in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1890 Nr. 1 veröffentlicht.

Die Maschine hatte zwei um 90^0 versetzte Kurbeln und liegen die Cylinder I (Hochdruck) und II (Mitteldruck) hintereinander mit gemeinschaftlicher Kolbenstange, Cylinder III (Niederdruck) auf der anderen Seite des Schwungrades.

Für 10 Atm. Überdruck bestimmt und mit Kondensation versehen, sollte die Maschine bei 70 Touren pro Minute 200 indizierte Pferdekräfte normal leisten.

Die Hauptdimensionen zeigt Tabelle 183.

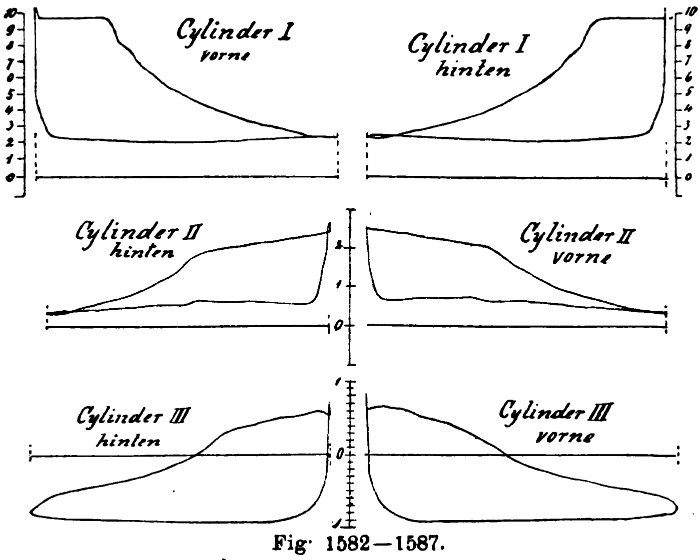
Dreifach-Expansionsmaschine.

Tabelle 183.

	Cylinder I		Cylinder II		Cylinder III	
	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten
Durchm. in cm . .	28,2		45,07		70,13	
Kolbenstange in cm	7,5	8,5	8,5	0	8,5	8,5
Hub in m. . . .	1,000		1,000		1,0005	
Cylinderverhältnis .	1		2,73		6,63	
Cylinderverhältnis .			1		2,34	
pm kg pro qcm .	3,40	3,28	0,903	0,921	0,872	0,862

Der in der untersten Zeile angegebene mittlere Kolbenüberdruck *pm* wurde aus verschiedenen Versuchen ermittelt.

Von den erhaltenen Diagrammen ist ein Satz in Fig. 1582 bis 1587 in verkleinertem Massstab dargestellt.



Fig· 1582—1587.

Indizierte Leistung:

Cylinder	I	vorne	31,7 PS.	Cylinder	I	hinten	31,4 PS.
„	II	hinten	20,1 „	„	II	vorne	19,5 „
„	III	„	48,5 „	„	III	„	49,3 „

zusammen 200,5 ind. PS.

Als **Dampferzeuger** dient ein **Dürrscher Röhrenkessel** von 164 qm wasserberührter **Heizfläche** und 13 Atm. konzessioniertem Betriebsdruck, während den Versuchen wurden jedoch nur 10 Atm. **Überdruck** erzeugt.

Der **Dampfverbrauch** wurde auf 5,68 kg pro ind. PS. und Stunde festgesetzt.

Ein **Leerlaufdiagramm** bei abgenommenen Seiten ergab 23,8 PS., also $11^1/_2$ **Prozent der Normalleistung**.

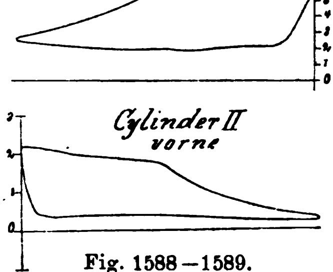


Fig. 1588—1589.

In der ersten Auflage dieses Buches wurde vom Verfasser auf die **Schleifen an den Enden der Expansionsperioden** des Hoch- und Mitteldruckcylinders resp. auf den Mangel an Spannungsabfall hingewiesen und wurden ihm infolgedessen die vorstehend abgebildeten Diagramme derselben Maschine zugesandt, bei welchen durch Vergrössern der Füllungsgrade des Mittel- und Niederdruckcylinders die Schleifen vermieden sind.

Effektberechnung der Dreifach-Expansionsmaschine.

Auch hier gilt der Satz: „Die **Leistung** der Dreifach-Expansionsmaschine ist gleich der einer Eincylindermaschine mit dem grossen Cylinder, bei welcher dieselbe Gesamtexpansion stattfindet wie bei der dreifachen Expansionsmaschine“.

Man wähle nach Seite 322 den mittleren **Kolbenüberdruck** $(p_m)_i$ dann ist die **Leistung** $N_i = \frac{Q \cdot (p_m)_i \cdot c}{75}$. ($Q$ Querschnitt des Niederdruckcylinders in Quadratcentimeter, c Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sekunde.)

Das $(p_m)_i$ kann man auch auf folgende Weise bestimmen: Endspannung w''' und schädlicher Raum s''' nach Seite 322, ideeller schädlicher Raum $s_i = \frac{s'''}{\frac{V}{v}}$, ideelle Füllung

$$h_i = w''' \frac{(1 + s_i)}{p} - s_i; \quad (p_m)_i = 0{,}80\, kp \quad (k \text{ nach Seite } 308).$$

Beispiel: Es ist eine Maschine für 600 Nutzpferdestärken mit Kondensation für günstigsten Dampfverbrauch zu konstruieren.

Nach Seite 304 ist der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}9$, also $N_i = \frac{600}{0{,}9} = 667$ PS. Nach Seite 322 Dampfspannung $p = 11$ Atm. abs. und $(p_m)_i = 2$. Die Kolbengeschwindigkeit nach Seite 322 zu $c = 2{,}4$ angenommen ergiebt

$$D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{75 \cdot N_i}{c \cdot (p_m)_i} = \frac{75 \cdot 667}{2{,}4 \cdot 2} = \frac{50025}{4{,}8} = 10422 \text{ qcm}.$$

also $D =$ ca. 1150 mm.

Die **Leistung der einzelnen Cylinder** lässt sich nur aus dem Volumendiagramm, welches ähnlich dem der Kompoundmaschine Seite 397 verzeichnet wird, mit grösserer Genauigkeit bestimmen. Das Annäherungsverfahren, welches genügend genaue Resultate ergiebt, wird in ähnlicher Weise durchgeführt, wie bereits erklärt, doch sind hier die Verluste bedeutend grösser (0,3 bis 0,4 Atm.) um welchen Betrag die der Berechnung zu unterlegende Kurve tiefer zu legen ist.

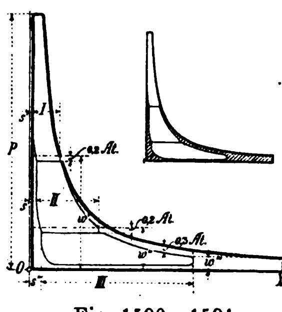


Fig. 1590 – 1591.

Sind wieder:

t die zu p t'' die zu w''
t' die zu w' t''' die zu w'''

gehörigen Temperaturen, woraus unter gleichen Voraussetzungen

$$t' = \frac{2t + t'''}{3}, \quad t'' = \frac{t + 2t'''}{3},$$

sich ergiebt, hiernach sind aus der Dampftabelle die Spannungen zu bestimmen.

Beispiel zur Bestimmung der Cylinderverhältnisse der Dreifach-Expansionsmaschine: $p = 10$ Atm. abs., $w''' = 0{,}6$, $t = 180^0$*), $t''' = 85^0$*), dann ist $t' = (2 \cdot 180 + 85) : 3 = 148^0$, $t'' = (180 + 2 \cdot 85) : 3 = 117^0$, folglich nach Tab. 164 $w' = 4{,}6$, $w'' = 1{,}9$ und bei 0,3 Atm. Abkühlungsverluste ergiebt die Fig. 1590 als Verhältnis der Cylindervolumen I : II = 2,3, I : III = 5,5, Werte die von guten Ausführungen wenig abweichen.

Die auf Seite 406 mit 0,3 bis 0,4 Atm. angegebenen Verluste hängen von dem totalen Temperaturgefälle, von der Einwirkung des Dampfmantels auf den Dampf in den Cylindern, von den schädlichen Räumen und der Kompression ab. Liefert der Kessel nassen Dampf und sind Cylinder und Deckel gut isoliert, so kann es leicht vorkommen, dass sich keine Verluste im Diagramm zeigen, ohne dass der Dampfverbrauch günstiger ist.

Unterlegt man der Ausmittelung einen Verlust von 0,3 Atm. (vergl. Fig. 1590) und 10 % schädlichen Raum so ist zu erkennen, dass die Cylinderverhältnisse weniger wie bei Kompoundmaschinen von der Dampfspannung abhängen. Überlegung zeigt, dass es so sein muss, denn die sich ergebenden Temperaturunterschiede wachsen weniger bei höheren Dampfdrücken als bei niederen, anderseits werden diese statt in zwei in drei gleiche Teile zerlegt, wodurch die Einflüsse, die den Hochdruckcylinder zu verkleinern bestrebt sind, beschränkt werden. Der Einfluss des schädlichen Raumes ist ziemlich erheblich, je grösser diese sind um so kleiner werden die Verhältnisse II : I und III : I.

Gebräuchliche Cylinderverhältnisse.

Tabelle 184.

	Auspuff			Kondensation		
$p =$	12—13	13—14	14—15	10—12	12—13	14—15
II : I	1,8	1,9	2	2,3	2,4	2,5
III : I	4,4	4,8	5,2	5,5	6	6,5

*) Nach Tabelle 164, Seite 385.

Die Leistung der Dreifach-Expansionsmaschine.

Betreffs der auf Seite 322 angegebenen **Normalleistung** sei bemerkt, dass auch diese um 10 bis 20 % höher angesetzt werden können.

Die Maximalleistung

ist aus Tabelle 185, **Füllungen, Endspannungen,** Verhältnis des **Dampfverbrauches** aus der Zusammenstellung Fig. 1593—1597 ersichtlich.

Tabelle 185.

	Dampfdruck	=	10—11	11—12	12—13	13—14	14—15	Atm. abs.
Auspuff	Maximalleistung	=	1,4	1,4	1,4	1,35	1,3	N_i
Kondensation	„	=	1,5	1,5	1,5	1,45	1,4	N_i

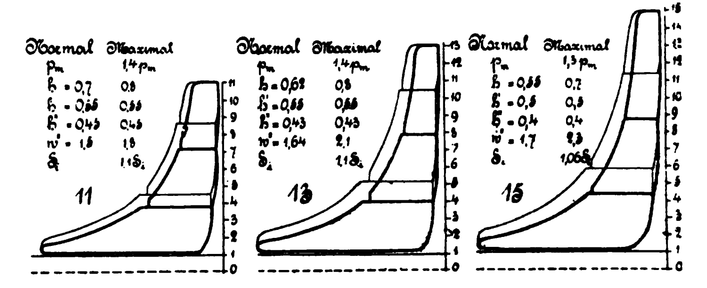


Fig. 1592—1594. Für Auspuffmaschinen.

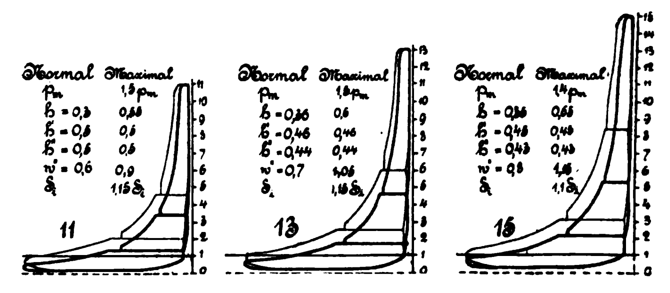


Fig. 1595—1597. Für Kondensationsmaschinen.

—— Normalleistung nach Seite 322 und 323, —— Maximalleistung.

C. Budil: Dreifach-Expansionsmaschine mit Kondensation
erbaut von
Marky, Bromovsky & Schulz in Prag, Königgrätz u. Adamsthal
Maßstab 1:75

Fig. 1598—1601. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1888, Taf. 44.

Der Bau der **Dreifach-Expansionsmaschinen** hat besonders in den letzten Jahren sehr zugenommen. In nachstehender Tabelle sind eine Anzahl ausgeführter Maschinen wiedergegeben. Die Angaben über Dampfverbrauch u. s. w. sind von den betreffenden Maschinenfabrikanten gemacht.

Ausgeführte Dreifach-Expansionsmaschinen mit Kondensation.

Tabelle 186a. (**Horizontale** Anordnung.)

Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	Kolbenhub	Tourenzahl	Dampfüberdruck	Indizierte Leistung	Dampfverbrauch in kg pro N_i		Kesselheizfläche	Erbauer	Empfänger
Cylinderdurchmesser				n	Atm.	N_i	gar.	erm.	qm		
200 1	**325** 2.67	*500* 6,42	600	95	13	100	*5,6*	*5,4*	—	Pokorny & Wittekind	Elektrische Centrale Hamburg
280 1	**450** 2,7	*700* 6,5	1000	70	10	200	—	*5,63* *5,37*	164	Maschinenfabrik Augsburg	Eigener Werkbetrieb
250 1	**380** 2,4	*570* 5,4	800	85	12	200	*6,5*	*6.1*	1,19	Masch.-A.-G. Nürnberg	C. Schlenk, Roth a. S.
280 1	**400** 2,1	*600* 4,8	700	85	14	225	*6 5*	*6,1*	150	dito	N. Wiederer, Fürth
375 1	**550** 2,8	*800* 4,9	1000	70	10	240	*6,0*	—	—	Mach.-A.-G. Görlitz	K. Munitionsfabrik, Spandau
275 1	**380** 2	*600* 5	760	100	11	250	*6,2*	—	186	G. Kuhn	B. Baruch Söhne, Hechingen
300 1	**475** 2,7	*750* 6,6	950	72	11,5	300	*5,9*	—	—	Theod. Wiedes, Maschinenfabrik	Schneider & Zimmer, Lissa i. P.
340 1	**550** 2,3	*855* 6,8	1000	70	10,5	330	*5,9*	*5,6*	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Hansamühle, Bremen
350 1	**540** 2.8	*865* 6.1	920	80	10	350	*6*	*5.7*	500	G. Kuhn	H. Hildebrand & Söhne, Weinheim
350 1	**550** 2,47	*850* 5,9	900	70	11	350	*5,5*	—	—	Masch.-A.-G. Nürnberg	K. Gewehrfabrik, Amberg
360 1	**575** 2,7	*900* 6.8	1100	70	10	400	*6,0*	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	L. Löwe & Co Berlin
475 1	**750** 2,8	*1100* 5,7	1050	70	10	450	*6.0*	*5,45*	—	Gebr. Sulzer	Gr. Kikindaer Dampfmühle
400 1	**620** 2,7	*970* 6,5	1200	70	11	500	*5.6*	—	160	Theod. Wiedes, Maschinenfabrik	Gebr. Schüller A.-G. Venusberg
380 1	**610** 2,6	*950* 6.2	1100	80	12	550	*5,5*	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Gebr. Hoffmann, Neugersdorf

(Fortsetzung von Seite 410.)

Hochdruck (Cylinderdurchmesser)	Mitteldruck (Cylinderdurchmesser)	Niederdruck (Cylinderdurchmesser)	Kolbenhub	Tourenzahl n	Dampfüberdruck Atm.	Indizierte Leistung N_i	Dampfverbrauch in kg pro N_i gar.	Dampfverbrauch in kg pro N_i erm.	Kesselheizfläche qm	Erbauer	Empfänger
470 1	710 2,2	1150 6	1300	74	11	700	5,7	5,5	368	G. Kuhn	Baumw.-Spinn Eilermark b. Gronau i. W.
500 1	750 2,8	1200 6,1	1400	65	10	700	6,25	5,65	582	Maschinenfabrik Augsburg	Zwirnfabrik Göggingen
550 1	850 2,5	1250 5,5	1200	68	10	700	5,5	5,35	—	Gebr. Sulzer	H. Haggenmacher, Budapest
600 1	900 2,8	1350 5,8	1600	65	10	1000	5,5	5,27	—	dito	Braunschw. Flachsindustrie
500 1	740 2,2	1040 4 4	1100	105	12	1000	5,5	—	—	Masch. A.-G. Görlitz	Allg. Elektr.-Gesellschaft, Berlin

Tabelle 186b. (Vertikale Anordnung.)

Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	Kolbenhub	Tourenzahl	Dampfüberdruck	Indizierte Leistung	gar.	erm.	Kesselheizfläche	Erbauer	Empfänger
250 1	385 2,3	600 5,7	300	180	10	120	7,3	6,8	80	G. Kuhn	Simens & Halske für Centr. Taunus
350 1	575 2,6	850 5.9	700	120	10	375	5,9	—	—	Masch.-A.-G. Görlitz	Siemens & Halske, Charlottenburg
420 1	640 2,2	1000 5,9	500	120	10	400	6,5	6,3	—	G. Kuhn	Schuckert & Co. für Centrale Aachen
425 1	680 2,5	1060 6	550	110	10	475	6 2	—	—	dito	Eigener Werkbetrieb
430 1	650 2.29	960 5	600	130	12	475	5,7	—	—	Pokorny & Wittekind	Bonner Bergwerks- und Hüttenverein
600 1	960 2,7	1350 5,8	700	60	10,5	480	5,9	—	—	G. Luther	Wittener Walzenmühle
420 1	650 2,5	1050 6,4	500	150	11	500	6,1	—	—	Theod. Wiedes, Maschinenfabrik A.-G.	Gebr. Stollwerk, Köln
425 1	695 2,66	1060 6,2	550	120	10	520	6,0	—	—	Masch. A.-G. Nürnberg	Schuckert & Co., Nürnberg
600 1	960 2,7	1350 5,8	700	90	10,5	700	5,9	—	—	G. Luther	Gebr. Dietrich, Weissenfels
500 1	770 2,4	1200 5.9	600	115	12	700	5,7	—	250	G. Kuhn	Portlandcement, Heidelberg
500 1	800 2,6	1250 6 2	600	120	12	800	5,7	—	375	dito	dito
550 1	890 2,3	1400 6.9	900	85	10	825	5,75	—	648	Sächsische Maschinenfabrik	A.-G. Wandsbeck

Hauptdimensionen, Leistung, Gewichte, Preise der Dreifach-Expansionsmaschinen mit Kondensation.

Tabelle 187. **Horizontale Anordnung.** 10 Atm. Überdruck.

Hub	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	Umdrehungen pro Minute	Leistung*)		Einspritzwassermenge in cbm pro Stunde	Gewicht**) mit Schwungrad und Kondensation	Preis
	Cylinderdurchmesser			n	normal N_i	maxim. N_i		kg	Mark
700	**240**	*370*	***560***	85	**150**	200	17	12500	23000
800	**270**	*420*	***640***	82	**200**	270	24	16500	28000
900	**300**	*465*	***720***	80	**270**	380	32	21000	34000
1000	**340**	*525*	***800***	78	**335**	470	40	27000	39500
1100	**375**	*580*	***880***	76	**430**	600	50	36000	45000
1200	**400**	*620*	***960***	73	**530**	750	60	47000	52000
1400	**440**	*680*	***1120***	65	**830**	1170	90	73000	69000
1600	**550**	*850*	***1280***	60	**1050**	1500	110	104000	88000
Tabelle 188. Vertikale Anordnung.									
400	**290**	*440*	***650***	120	**160**	200	20	23000	25000
500	**360**	*580*	***870***	110	**300**	450	35	34000	30000
600	**450**	*630*	***1040***	100	**420**	630	50	42000	36000
700	**500**	*800*	***1220***	90	**700**	1050	80	68000	50000
800	**565**	*910*	***1390***	80	**850**	1260	95	100000	72000
900	**650**	*1050*	***1570***	70	**1100**	1600	120	140000	86000

*) Bei der **Maximalleistung** ist der Dampfverbrauch 15% grösser als bei der Normalleistung.

) Das Gewicht des **Schwungrades ist hier mit ca. 25%, das der Kondensation mit 10% des Gesamtgewichtes inbegriffen.

D. Die Schiffsmaschinen.

a) Kompoundmaschinen.

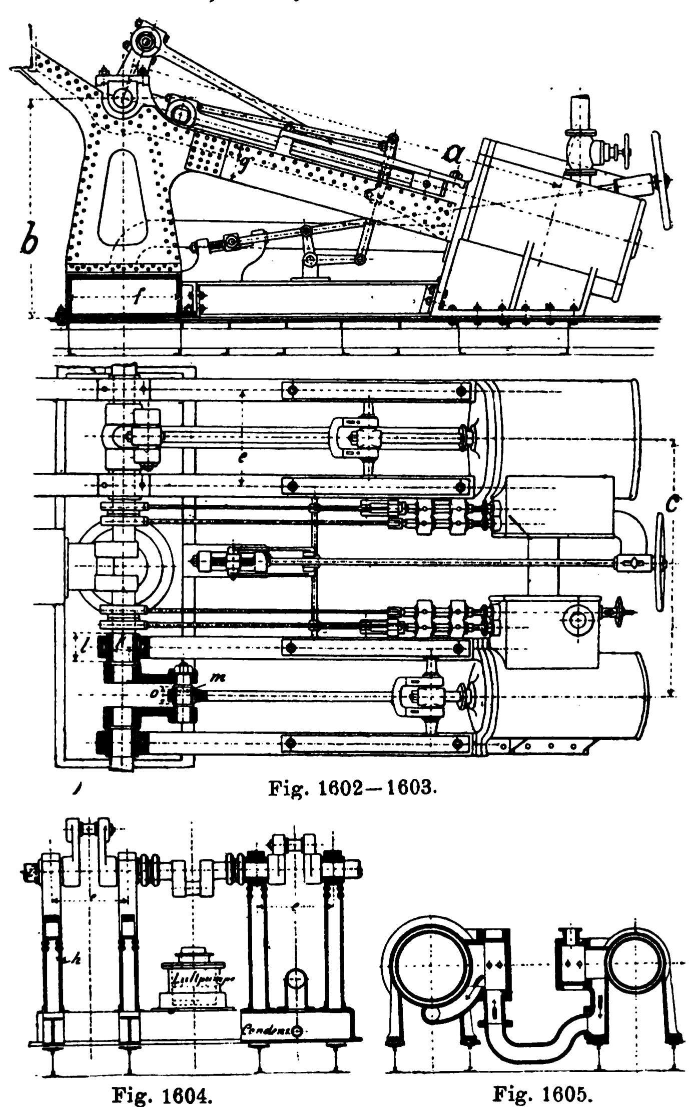


Fig. 1602—1603.

Fig. 1604.

Fig. 1605.

Horizontale und schrägliegende Maschinen

finden bei den Raddampfern der Flussschifffahrt Anwendung, während die Seeschiffe mit Schrauben und stehenden Mehrfach-Expansionsmaschinen ausgerüstet sind. In Fig. 1602—1605 ist die allgemeine Anordnung der Maschine für einen Raddampfer mit den üblichen Dimensionen gezeichnet.

Kompound-Schiffsmaschinen für Raddampfer, Fig. 1602—1605, für 7 Atm. Überdruck.

Tabelle 189.

					Atm. abs.							Blech		Welle	Kurbel-Lager		Kurbel-zapfen.		Gewicht in kg
H	d	D	$\frac{V}{v}$	n	p	N_i	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	o	G
500	310	500	2,5	50	8	*40*	2200	1200	1800	500	600	180	8	150	130	200	90	170	4000
600	370	600	2,5	46	8	*60*	2600	1300	1600	600	700	240	9	165	145	220	105	190	6500
800	460	800	2,5	40	8	*125*	3400	1450	2000	750	850	300	9	200	170	240	130	220	15000
1000	550	1000	2,5	38	8	*210*	4200	1600	2400	920	1000	400	10	240	210	290	165	260	28000
1200	650	1200	2,5	35	8	*350*	5000	1700	2800	1100	1100	500	11	300	250	340	200	320	47000
1400	750	1400	2,5	32	8	*500*	5900	1800	3200	1300	1200	650	12	350	300	400	240	380	70000
1600	880	1600	2,5	30	8	*700*	6800	1900	3600	1500	1300	800	13	400	350	460	280	430	100000

Der Rahmen besteht aus einem gusseisernen U förmigen Gerippe, auf welchem, wie in den Zeichnungen angedeutet, Bleche von 8 bis 13 mm festgenietet sind. (Häufig besteht der Rahmen nur aus Schmiedeeisen).

Die Kurbelwelle. Das mit Kröpfung zum Antrieb der Luftpumpe versehene Mittelstück der Hauptachse darf mit den Seitenachsen für die Raddampfer nicht starr befestigt sein (vergl. Fig. 255—256, Seite 58).

Steuerung. Hier findet man die meisten der in Abschnitt III unter Umsteuerungen behandelten Systeme vertreten, am häufigsten die Stephensonsche Koulisse, welche bei kleinen Maschinen mittels Handhebels, bei grossen wie in der Zeichnung angedeutet, mittels Handrads und Schraubengangs bethätigt wird.

Als Kondensationsraum wird häufig das gusseiserne Untergestell für das Hauptlager benutzt.

b) Stehende Kompound-Schiffsmaschine.

Stehende Schiffsmaschinen werden angeordnet für kleine und mittelgrosse Schraubendampfer für die Flussschifffahrt und für ganz grosse Schraubendampfer der Seeschifffahrt.

Betreffs der letzteren sei bemerkt, dass jetzt fast ausschliesslich Dreifach- und in einigen Fällen sogar Vierfach-Expansionsmaschinen ausgeführt werden.

Als **gebräuchliche Dimensionen** der stehenden Schiffsmaschine mag Tabelle 190 Seite 415 gelten.

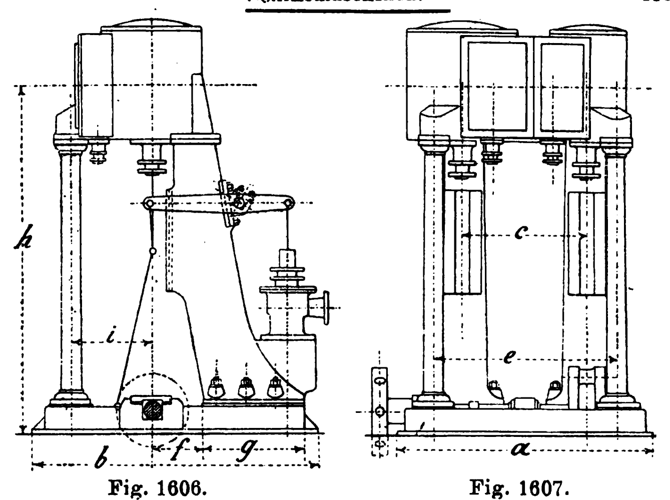


Fig. 1606. Fig. 1607.

Kompound-Schiffsmaschinen für Schraubendampfer,
Fig. 1606—1607.
für 6—7 Atm. Überdruck (mit Kondensation).

Tabelle 190.

Gemeinschaftlicher Hub	H	180	200	250	300	350	400	450
Durchm. d. Hochdruckcyl.	d	**135**	**170**	**200**	**235**	**285**	**350**	**430**
Durchm. d. Niederdr.-Cyl.	D	**210**	**270**	**310**	**370**	**450**	**550**	**670**
Verhältnis der Cyl.-Vol.	$\frac{V}{v}$	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Umdrehungen pro Min.*)	n	280	260	245	230	210	180	150
Kolbengeschwindigk. i. m.	c	1,1	1,7	2 0	2,3	2,4	2,4	2,5
N_i bei 7 Atm. Überdruck **)		14	32	68	90	150	220	320
Dimension	a	600	750	950	1150	1400	1850	2300
"	b	600	750	950	1150	1400	1850	2300
"	c	240	300	420	500	600	950	1200
"	e	500	625	750	875	1050	1400	1800
"	f	140	175	210	250	280	350	420
"	g	260	320	390	450	520	650	780
"	h	1050	1300	1500	1800	2000	2500	3000
"	i	200	250	320	380	430	550	660
Gewicht in Kilogramm .	G	800	1600	2800	4500	7000	13000	20000

*) Wegen Massenwirkung beachte Seite 369.

**) Diese Normalleistung kann man bis 20% höher ansetzen.

c) Die Dreifach-Expansionsmaschine.

Im **Schiffsmaschinenbau** wächst die Anwendung des Systems der **dreistufigen** Expansion mit jedem Jahre.

Die zur Verwendung kommenden Anordnungen der Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen lassen nach Otto H. Müller jun.*) vier Hauptarten erkennen.

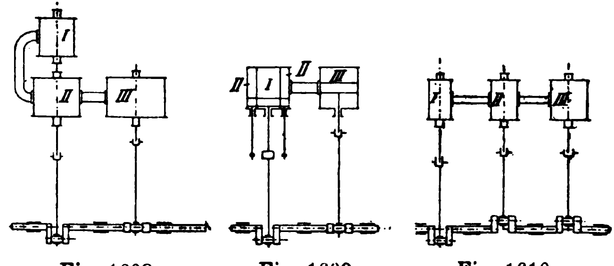


Fig. 1608. Fig. 1609. Fig. 1610.

1) Fig. 1608. Die Maschine hat 2 Krummzapfen, die beiden ersten Cylinder sitzen übereinander. Diese Anordnung braucht wenig Breite und ist bequem für die Umgestaltung v. Kompoundmaschinen. Ein besonderer Fall ist Fig. 1609, bei welchem *II* ringförmig um *I* angeordnet ist.

2) Die Maschine besitzt 3 Krummzapfen unter je 120° verstellt. Diese Anordnung ist für Neubauten allgemein, da die Welle ausserordentlich gleichmässig auf Torsion beansprucht wird. Fig. 1610.

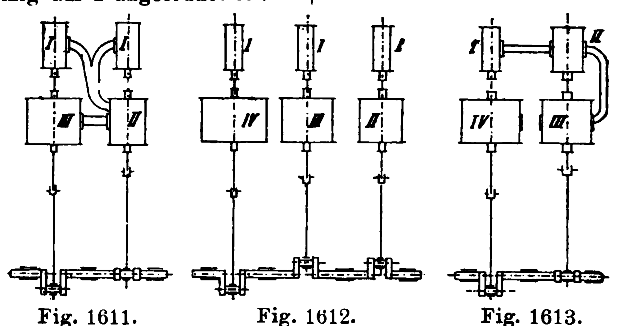


Fig. 1611. Fig. 1612. Fig. 1613.

3) Der Hauptdruckcylinder wird halbiert und über *II* u. *III* aufgestellt, Fig. 1611, Fig. 1612. Vierfach - Expansionsmaschine, drei Hochdruckcylinder stehen über *II*, *III* und *IV* und je ein Cylinderpaar wirkt auf einen Krummzapfen.

4) Eine nur für Vierfach-Expansionsmaschinen mögliche Anordnung ist in Fig. 1613 dargestellt und wird in neuerer Zeit mit Vorliebe beim Umbau der Kompoundmaschinen benutzt.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1887, Seite 445.

Fig. 1614—1615. Dreifach-Expansionsmaschine.*)

Die Kaiseryacht „Hohenzollern“ hat zwei Stück dieser Maschinen: 910/1470/2350 mm Cylinderdurchmesser, 950 mm Hub, $n = 110$, $p = 11$, $w''' = 0{,}9$. Leistung einer Maschine N_i 5000 *PS*, Geschwindigkeit des Schiffes = 21 Knoten.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1895, Nr. 18.

Die Maschine ist mit **Kolbensteuerung** ausgerüstet, bemerkenswert sind noch die Ubergangsleitungen, welche, wie aus dem Grundriss ersichtlich, mit Stopfbüchsen durchgebildet sind.

Was nun die **zulässige Tourenzahl** anbelangt, so ist dieselbe bei den Niederdruckcylindern von stehenden Schiffsmaschinen eine viel grössere, als in Tabelle 204 auf Seite 449 angegeben. Dieses wird erreicht durch Verringerung der Gewichte

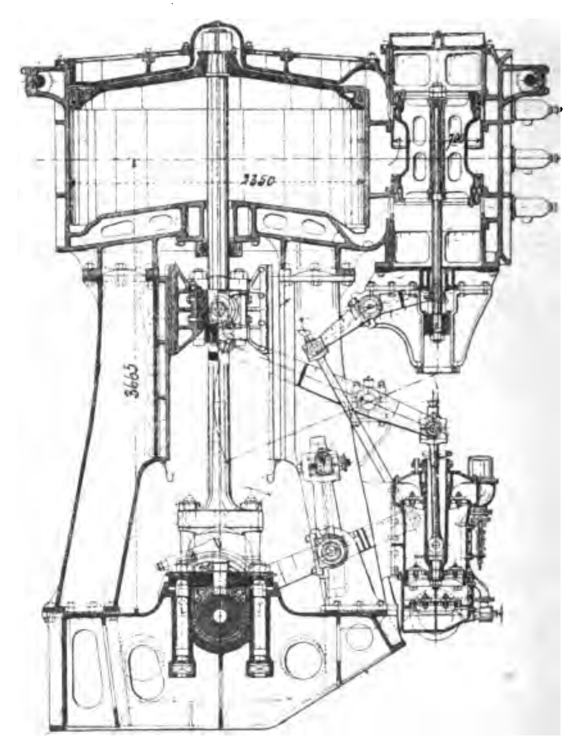


Fig. 1616. Dreifach-Expansionsmaschine.

der hin- und hergehenden Massen. Die Kolben (vergl. Fig. 1616) sind aus geschmiedetem Stahlguss, alle Kolben- und Schubstangen, sowie alle Zapfen sind der Länge nach weit ausgebohrt. Es ergeben sich als mittlere Werte (nach Radinger):

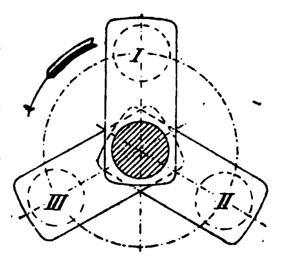
für	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck
$\frac{P}{f} =$	0,18	0,10	0,06 kg
$\frac{P}{f.l} =$	0,45	0,20	0,12 kg

Für den Entwurf von stehenden dreistufigen Expansionsmaschinen mit Kondensation für ca. 10 Atm. Überdruck.

Tabelle 191.

Gemeinschaftl. Hub . H	400	550	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Hochdruckcylinder I . d_1	**230**	**340**	**460**	**570**	**680**	**800**	**900**	**1000**	**1100**
Mitteldruckcyl. II . d_2	**360**	**550**	**735**	**920**	**1100**	**1300**	**1475**	**1650**	**1800**
Niederdruckcyl. III . D	**600**	**900**	**1200**	**1500**	**1800**	**2100**	**2400**	**2700**	**3000**
Cylinderverhältnisse (abgerundet) $II:I$	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,7	2,7	2,7
Cylinderverhältnisse (abgerundet) $III:II$	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,6	2,7	2,7	2,7
Cylinderverhältnisse (abgerundet) $III:I$	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	6,9	7,3	7,3	7,3
Umdrehungen*) . n	200	150	120	100	95	85	80	75	70
Kolbengeschwindigkeit c	2,7	2,7	2.8	2,8	2,8	2,8	2,9	3	3
N_i bei 10 Atm. Überdr.**) N_i	200	400	750	1100	1700	2300	3100	4000	5000
Dampfverbrauch in kg	7,2	7,0	7,0	6,8	6,6	6,4	6,2	6,1	6,0

Obiger Tabelle 191 sind die für 10 Atm. Überdruck am gebräuchlichsten und eingeführtesten Cylinderverhältnisse zu Grunde gelegt, und kann der **Dampfverbrauch** 10% geringer angenommen werden, wenn man die **Leistung** 25% niedriger ansetzt, d. h. wenn die Expansion möglichst hoch getrieben wird.



Werden die Maschinen nach Fig. 1610 gebaut, so zeigt Fig. 1617 die **Reihenfolge der Kurbeln**, damit beim Vorwärtsgang die Dampfmenge, mit welcher die obere Seite des Hochdruckcylinders beschickt wird, ebenfalls in der oberen Seite des folgenden Cylinders wirken muss; der Dampf also in der kürzesten Zeit (ohne Aufstauung) seine Arbeit in der Maschine verrichtet.***)

E. Die Corlissmaschine.

Der moderne Dampfmaschinenbau datiert eigentlich seit dem Bekanntwerden der **Corlissmaschine**, die sich durch zweckmässige

*) Beachte Abschnitt Massenwirkung.
**) Wenn beliebt, diese Normalleistung 20% höher ansetzen.
***) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1886, Nr. 24.

Konstruktion, gute Ausführung, grosse Gleichmässigkeit des Ganges und geringen Kohlenverbrauch von den bis dahin gebrauchten Maschinen auszeichnete, und deren Einflüsse sich in den meisten jetzt gebauten Maschinen leicht nachweisen lassen.

Die **Vorzüge** der Corlissmaschinen liegen in den kleinen schädlichen Räumen bei reichlichen Kanalquerschnitten, der verhältnismässig einfachen Konstruktion mit einer geringen Anzahl von Gelenken in den grossen Wegen, die die Gelenke machen, daher von Abnützungen weniger beeinflusst werden wie jene Steuerungen mit kleinen Hüben. Ferner die leichte Regulierfähigkeit, die durch die kleine Dampfmenge im schädlichen Raume bedingt ist. Ausserdem wird bei Corlissmaschinen die **Kompressionsarbeit** bedeutend geringer wie bei anderen Maschinen mit grösseren schädlichen Räumen, wodurch die Abmessungen bei gleichen Füllungen kleiner werden. Die Gleichsetzung des Expansions- und Kompressionsanfanges auf beiden Cylinderseiten lässt sich für die meist gebrauchten Füllungen ziemlich leicht erreichen, und etwaige Ungleichheiten durch einseitige Ausnützung der Gelenke leicht berichtigen.

Die **Beeinflussung vom Regulator** ist bei Corlissmaschinen am leichtesten durchzuführen.

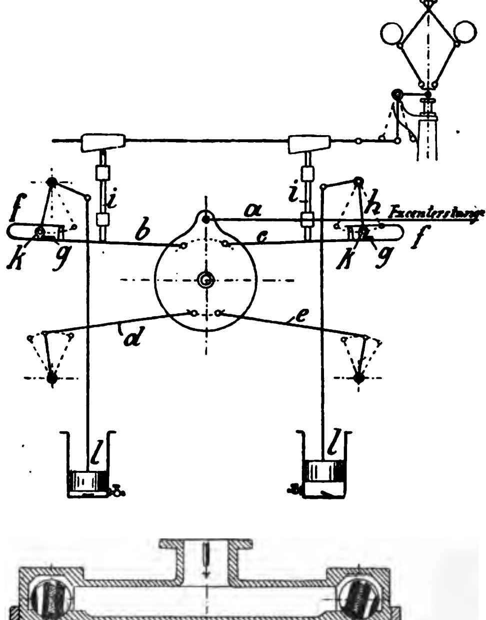
Als **Nachteil** (der jedoch auch von den Ventilmaschinen geteilt wird) betrachtet man die Beschränkung der Tourenzahl, die bei etwa 100 Umdrehungen ihre Grenze findet. Ferner die Beschränkung der Füllung trotz Drosseln des Luftpuffers bei etwa 60 %, die aber bei den neuen Konstruktionen von Dörfel, Wheelack, Frickart, Farkort etc. auf Kosten der Einfachheit behoben wurde. Der Vorwurf, dass die Hähne nicht gut nachzudichten seien, ist belanglos, da eine solche Notwendigkeit selten vorkommt.

Wegen ihrer Einfachheit und billigen Herstellung sind die Corlissmaschinen in **Amerika** sowie in **England** herrschend. und trotz Konkurrenz und Mode behauptet sie am Festlande bei grösseren Anlagen gegen die Ventilmaschine das Feld, und werden gewiss noch mehr in Gebrauch kommen, wenn sich die Werkstättentechnik besser ausbildet, wozu die Anwendung von Bohrbänken, auf welchen sich die Hahnachsen und die Cylinder zugleich genau ausbohren lassen, den Weg ebnet. Naturgemäss kann die Corlisssteuerung an Eincylinder-, Zwillings-, Kompound- und Dreifach-Expansionsmaschinen angewendet werden.

Corlisssteuerung.

Die Charakteristik der Corlisssteuerung ist zwei getrennte Einlass- und Auslassschieber. Die Schieber sind gewöhnlich kreisförmig, und man nennt sie **Corlisshähne**. Die Auslassschieber sind mit dem Excenter resp. der Steuerscheibe unauslösbar verbunden, während die Einlassschieber bloss während der Voreinströmungs- und Füllungsperiode vom Antriebsorgan bethätigt werden, d. h. die Eröffnung erfolgt durch das Excenter, resp. die Steuerscheibe, während dem der Schluss durch äussere Kräfte plötzlich herbeigeführt wird.

Die **Verbindung zwischen Excenter resp. Steuerscheibe** und **Einlassschieber** ist in der Regel zweiteilig und besteht aus bewegten und bewegenden Teilen. Die ersteren sind mit dem Schieber fest verbunden, während die bewegenden Teile mit Steuerscheiben fest verbunden sind. Während der Eröffnung der Kanäle sind beide Teile gekuppelt, wird die Kuppelung gelöst zwischen bewegendem und bewegtem Teil, so erfolgt der Schluss.



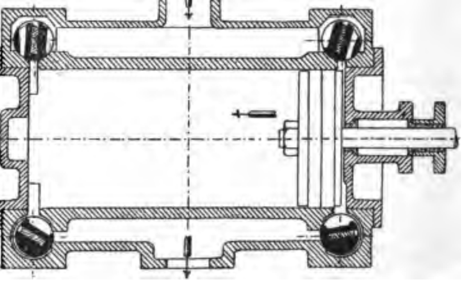


Fig. 1618—1619.

I. Alte Corlisssteuerung.

Fig. 1618—1619.

Mit Hülfe der Excenterstange wird die Steuer-

scheibe hin und her bewegt. Der bewegende Teil *b* endigt in *c* in einer Feder *f*. Auf dem Teil befindet sich der Knaggen *g*, gegen welchen sich der Hebel *h* (bewegter Teil) stützt. Der bewegende Teil *b* wird infolge der Oscillation verschiedene Höhenlagen einnehmen und mit ihm das Stängelchen *i*. Stösst nun letzteres gegen ein Hindernis, so wird bei weiterem Ansteigen des Bolzens in der Steuerscheibe die Federkraft überwunden und der bewegte Teil *h* frei. Das an dem Winkelhebel ruhende Gewicht *l* besorgt nun den plötzlichen Schluss. Um ein langsameres Abschliessen gegen Ende des Hubes zu ermöglichen, bewegt sich das Gewicht in einem Cylinder, der später beschrieben werden soll.

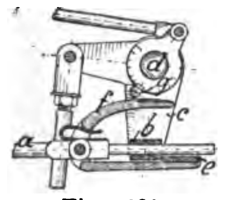


Fig. 1620.

II. Harris-Corlisssteuerung. Fig. 1621.

Die Gesamtanordnung ist wie zuvor, nur ist die Kupplung in einer etwas anderen Weise ausgeführt. Der bewegende Teil *a* verschiebt sich im Stein *b*. Letzterer ist drehbar mit dem mitgenommenen Teile *c*, welcher fest auf der Hahnspindel *d* sitzt, verbunden. Beim Zuge des bewegenden Teiles *a* stösst der Knaggen *e* gegen den Stein *b* und die Kupplung ist geschlossen. Stösst aber bei der Weiterbewegung der Arm *f* an den, vom Regulator beherrschten Teil *g*, so wird der Arm *f* heruntergedrückt und die Kupplung ist gelöst. Der Abschluss erfolgt wie zuvor, wie aus Fig. 1621 ersichtlich.

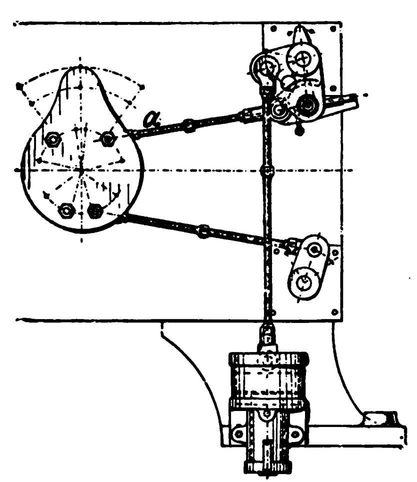


Fig. 1621. Harris.

III. Reynold-Corlisssteuerung.

Die Cylinderanordnung wie bei der Original-Corlissmaschine. Die Zugstange *a* führt zu der Steuerscheibe, welche wieder wie bei allen Corlisssteuerungen von einem Excenter bethätigt wird. Durch die schaukelnde Bewegung wird der auf der Hahn-

spindel b lose sitzende Hebel c bewegt und mit ihm das an dem Hebel d befestigte Stahlplättchen e. Letzteres stösst an den Knaggen f und dreht dadurch vermittelst des auf der Hahnspindel befestigten Hebels g den Corlisshahn.

Die Feder h dient zum Andrücken des Doppelhebels d. Auf der Hahnspindel befindet sich noch der vom Regulator verstellbare Hebel mit dem Anlauf I, gegen welchen der Winkelhebel bei der Bewegung stösst und so die Kuppelung auslöst. Reisst der Regulatorriemen, so fällt der Regulator herunter, die Knagge k rückt die Kuppelung aus, wodurch kein Dampf mehr in die Maschine gelangen kann und die Maschine bleibt stehen.

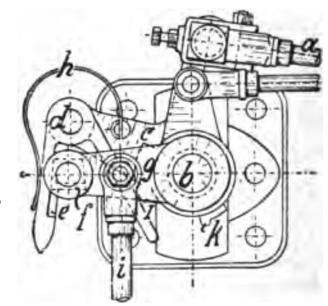


Fig. 1622. Reynold.

Der **Abschluss der Einströmung** erfolgt durch Luftpuffer, vermittelst der Zugstange i. Eine ähnliche Auslösung mit Vermeidung der Federn ist in Fig. 1623 bis 1624 dargestellt. Der Auslöshebel hat einen Zapfen, der sich in einer Nut der vom Regulator verstellbaren Scheibe bewegt; stösst der Zapfen an das Ende der Nut, so erfolgt die Auslösung.

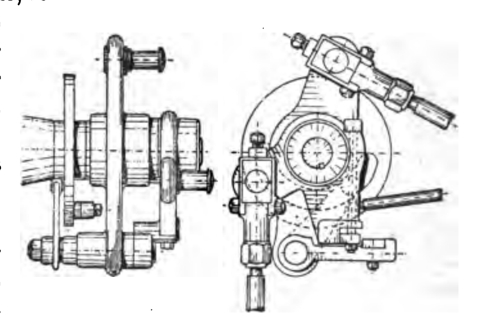
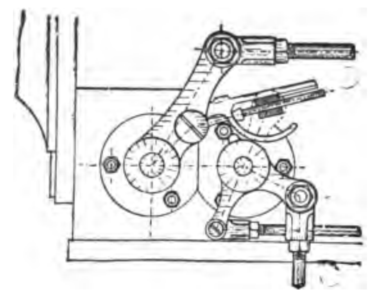


Fig. 1623—1624.

IV. Wheelock-Steuerung. (Fig. 1625)

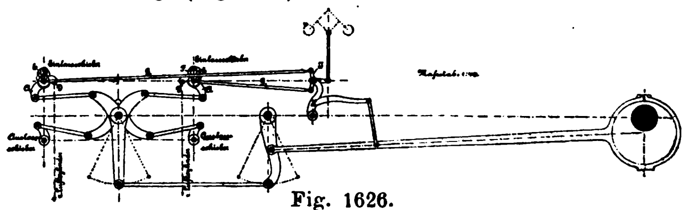
Die Cylinder dieser Steuerung unterscheiden sich wesentlich von der Originalcorlisssteuerung; hier sind alle vier Kanäle an den Enden der Cylinder angebracht. Die Auslassschieber stehen wieder mit der Steuerscheibe während des ganzen Hubes in Verbindung. Die Schieber haben Muschelform. Der Einlass- bezw. Expansionsschieber funktioniert ähnlich wie der Zweikammerschieber, er schliesst die Dampfeinströmung ab, und der Dampf expandiert in den Kammern. Die Ausströmung ist die umgekehrte Harris-Corlissanordnung. Die Corlisssteuerungen


Fig. 1625. Wheelock.

geben bei 15° Voreilwinkel und ca. 6° Kurbelwinkelstellung der Voreilung eine theoretische Einströmung von ~ 30 %, 1 % Vorausströmung u. 4 % Kompression, was bei 2 % schädlichen Raum einer dreifachen Kompression entspricht, doch lässt sich durch Bremsung des Luftpuffers die Füllung bis auf 60 % bringen.

V. Corlisssteuerung nach J. R. Frikart, Paris.*)

Von der durch das **Excenter** unter Vermittlung eines Zwischenhebels angetriebenen, seitlich neben dem Cylinder gelagerten **fünfarmigen Schwinge** werden die **Auslassschieber** wie üblich unveränderlich bewegt (Fig. 1626).


Fig. 1626.

Die oberen Arme der Schwinge wirken auf die Doppelhebel A (Fig. 1626), welche lose drehbar aussen auf den Hülsen B sitzen, die den Axen C der Einlassschieber als Lager dienen. Auf C unwandelbar befestigt ist der passive Mitnehmer D, welcher einerseits mit einer gehärteten Druckplatte versehen, andererseits an den den Schieberschluss bewirkenden Luftkolben angeschlossen ist. Der **aktive Mitnehmer** E ist auf einem an A befestigten Zapfen lose drehbar und bildet ein Stück mit einer kleinen Kurbel F, durch welche dieser Klinke die zweite oben erwähnte Bewegung erteilt wird. Diese wird ebenfalls von der Stange des Excenters abgeleitet, indem eine besondere kleine Schubstange an dem einen Ende eines Winkelhebels H

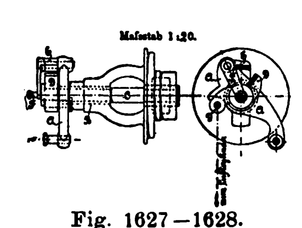


Fig. 1627—1628.

*) S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, S. 917.

angreift (Fig. 1627—1628), dessen zweiter Endpunkt einen dreiarmigen Hebel *I* trägt, welcher durch die Stangen *GG* die Schwingungen von *H* auf die Kurbeln *F* und dadurch auf die Klinken *E* überträgt. Bei der Kreisschwingung **stösst nun die Klinke** *E* gegen den passiven Mitnehmer *D*, nimmt diesen mit herum und **öffnet den Einlassschieber**; dies dauert so

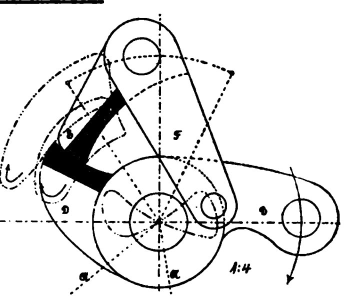


Fig. 1629.

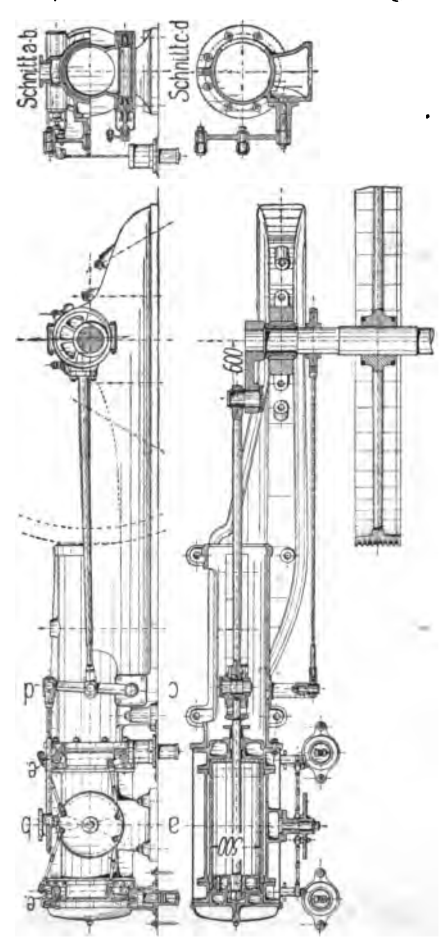


Fig. 1630—1633. Corlissmaschine von 500 mm Cylinderdurchmesser, 1200 mm Hub nach den folgenden Normalien Seite 430—435 gezeichnet.

lange, bis bei der gleichzeitigen radial aufwärts gerichteten Bewegung die innere Kante von *E* den Mitnehmer *D* verlässt; alsdann erfolgt **Schieberschluss**. Die frühere oder spätere Auslösung wird nun dadurch bewirkt, dass der **Regulator** auf den dritten Arm des kleinen Hebels *I* einwirkt, und je nach seiner Stellung die Kurbeln *F* bezw. die Klinken *E* dem Mittelpunkte der Rundschieberaxen nähert oder von ihm entfernt, wie dies aus Fig. 1629 hervorgeht; in derselben geben die beiden —···—···— Kurven den von der inneren Kante der Klinke *E* durchlaufenen Weg für die **kleinste** und eine **grössere Füllung** an; erstere, entsprechend der am weitesten nach aussen liegenden Kurve, ist im vorliegenden Falle gleich Null. Die Mitte des Kurbelzapfens der kleinen Kurbel *F* beschreibt hierbei eine ebenfalls —···—···— angedeutete schleifenartige Kurve, welche für die äussersten Regulatorstellungen entweder rechts neben der senkrechten Mittellinie oder in umgekehrter Lage links neben derselben beschrieben wird.

Maßstab 1 : 10.

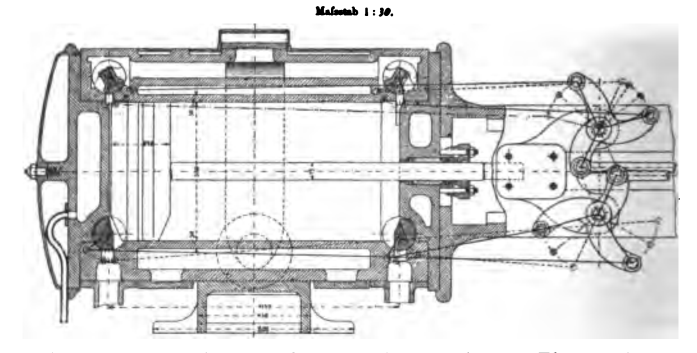


Fig. 1634. Corlissmaschine von *Berger-André, Thann i./E.**)

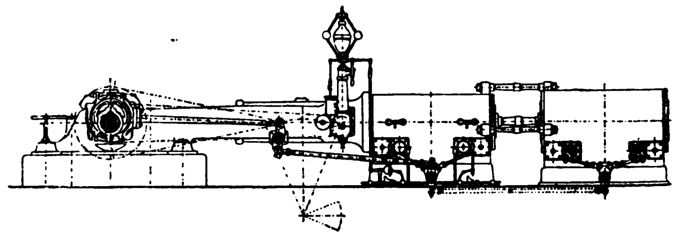


Fig. 1635. Corlissmaschine von *Thomas Powell, Rouen.**)

*) S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, Seite 946 u. 947.

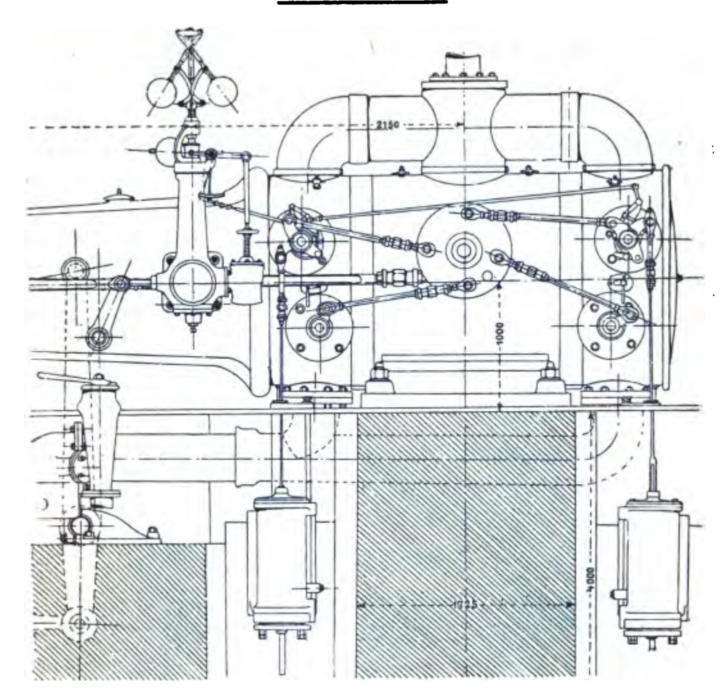


Fig. 1636 Corlissmaschine von *Jos. Farcot, Saint-Quen.* *)

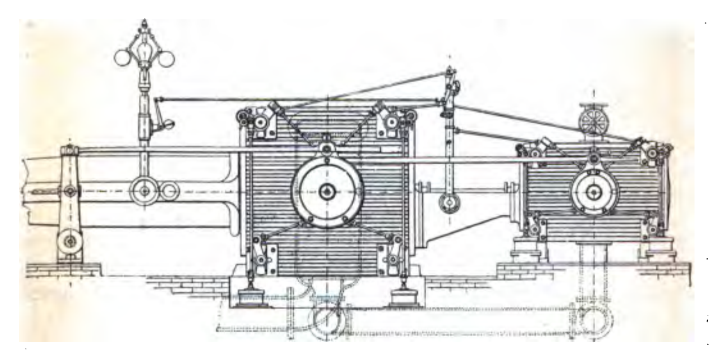


Fig. 1637. Amerikanische Corlissmaschine. **)

---

*) S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, Seite 924.

**) S. Engineering, 1891, Seite 750.

Bemerkung zur Konstruktion der Corlisssteuerung.

Alle jene Steuerungen, wo die Eröffnung durch Druck in der Verbindungsstange erfolgt, haben einen **Ausschlag** von wenigstens 80° (bis zu 95°) zu machen, um die Schränkung beim Öffnen zu benützen. Infolge der Schränkung bewegt sich der Schieber in der letzten Eröffungsperiode nicht, die Eröffnung erfolgt rascher und die Schieberabnützung wird kleiner. Bei Steuerungen, wo die Eröffnung durch Zug erfolgt, ist diese grosse Schränkung unanwendbar, da hier die Eröffnung langsamer erfolgen würde. Die Winkel zwischen den einzelnen, aus gehärtetem Gussstahl bestehenden Knaggen haben möglichst gering zu sein.

Die **Kanallänge** wird bei den Schiebern etwa gleich dem Cylinderdurchmesser.

Die **Kanalquerschnitte** sind gewöhnlich:

für die Einströmung 0,07 des Cylinderquerschnittes,
" " Ausströmung 0,10 " "

Voreilung $= \frac{a}{8}$, innere Voreilung $= \frac{a}{10}$,

Einströmungs- und **Ausströmungsrohr** 0,3 bis $^1/_8$ D,
Durchmesser der Schieberhähne $^1/_4$ bis $^5/_{16}$ D.

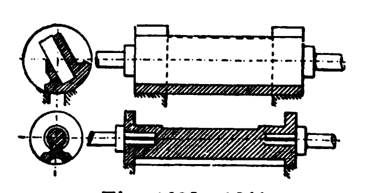


Fig. 1638—1641.

Die Schieber sind entweder mit durchgehenden Achsen (Fig. 1638) oder mit Endstücken versehen (Fig. 1641).

Die **Köpfe an den Stangen** haben Nachstellvorrichtungen, um die Abnützungen ausgleichen zu können.

Corlisshähne.

Um die Corlisshähne dauernd dicht zu halten, sind von verschiedenen Konstrukteuren Vorrichtungen angeordnet worden, die eine achsiale Bewegung des Hahnes bedingen und so lokale Abnützungen ausgleichen. Die einfachste Anordnung ist wohl jene, bei welcher vom Maschinisten täglich der Hahn um einige Millimeter durch eine Schraube verschoben wird; doch giebt es auch selbstthätige Vorrichtungen, von welchen eine in Fig. 1646—1649, wie sie von Musgrave ausgeführt wurde, dargestellt ist.

Fig. 1642. *Jos. Farcot et ses fils*)*

Fig. 1643. *Jerome Wheelock, Worcester, Mass. U. S. Amerika.*)*

Fig. 1644. *Sangerhäuser Maschinenfabrik.*

Fig. 1645. *Douglas & Grant, Kirkcaldy.*

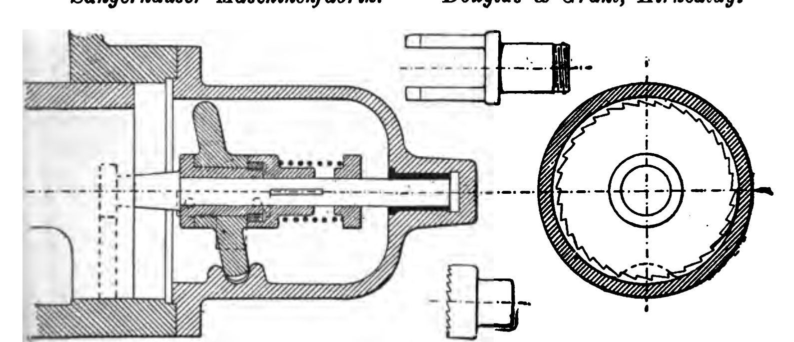


Fig. 1646—1649. Vorrichtung von *Musgrave.*

Bei dieser Konstruktion ist eine Muffe auf der Hahnachse durch ihre T-förmigen Arme befestigt, und trägt lose ein geneigtes Sperrrad, dessen Nabe durch Zahnungen zu einer Klauenkupplungshälfte ausgebildet ist, und dessen

*) Uhland, Corliss- und Ventilmaschinen.

Rand sich gegen zwei Anschläge stützt. Eine durch Feder und Nut am Verdrehen gehinderte Kupplungshälfte wird durch eine Spiralfeder gegen die Nabe des geneigten Sperrrades gedrückt und nimmt sie während des Eröffnens mit. Durch diese Bewegung wird der Hahn durch die Steigung des Sperrrades verschoben, der Rückgang wird durch eine im Umfange eingreifende Klinke verhindert und die Kupplung nach auswärts gedrückt, wodurch sich die Sperrscheibe auf der Muffe lose bewegt und im Laufe einer grösseren Anzahl von Hüben eine Umdrehung macht, die den Hahn um eine durch die Neigung der Sperrscheibe bedingte Länge hin- und herschiebt.

Der Lufttopf (Luftkatarakt)

hat gewöhnlich 0,6 bis 0,5 des Cylinderdurchmessers zum wirksamen Kolbendurchmesser, während der Luftpuffer ca. $^2/_5$ bis $^1/_8$ des Cylinderdurchmessers gross ist.

Am Lufttopf ist ein Entlüftungsventil *a* anzubringen mit ca. 3 mm Bohrung, sowie ein Hahn *b*, um den Kolben ohne Überwindung des Vakuums ausziehen zu können. Um am Anfang des Schieberschlusses keine grossen Hindernisse einzuführen, sind in etwa $^3/_4$ der Höhe des Luftpuffertopfes Löcher von 25 mm Durchmesser anzubringen, deren Querschnitt etwa $^1/_{10}$ des Differentialkolbenquerschnittes sein soll. Beim Fallen des Kolbens werden die Löcher geschlossen und die Luft gezwungen, durch das stellbare Ventil *a* auszuströmen, wodurch der Abschluss verlangsamt wird und die Füllung, wie vor gesagt, gesteigert werden kann. Lufttopf Fig. 1650 hat den Vorteil, kein Geräusch zu machen, jedoch den Nachteil, teurer wie der in Fig. 1651 dargestellte zu sein.

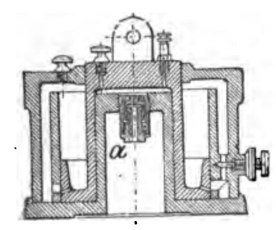


Fig. 1650. Lufttopf.

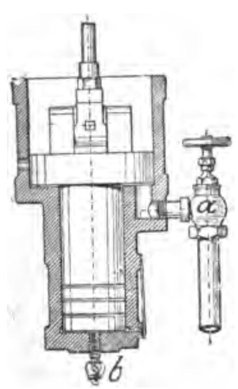


Fig. 1651. Lufttopf.

Gewichtsbelastung wird heute kaum noch angewandt, doch findet man bei den Wheelokmaschinen Federbelastung und bei einigen europäischen Konstruktionen Dampfdruck zum Schieberschluss angewandt.

Normalien der Reynold-Corlisssteuerung.

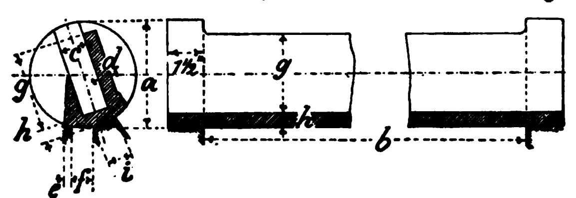


Fig. 1652—1653. Einlasshahn.

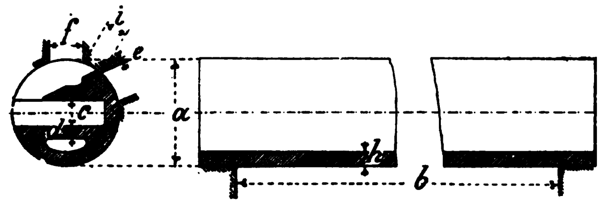


Fig. 1654—1655. Auslasshahn.

Tabelle 192. Ein- und Auslasshahn. Fig. 1652—1655.

Maschine										
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*
1200	**400**	112	362	28	16	8	22	82	20	25
1200	**450**	125	412	32	16	10	24	98	20	28
1200	**500**	138	462	35	20	11	26	105	20	32
1350	**550**	150	525	38	20	11	28	115	22	35
1350	**600**	162	575	42	22	13	32	125	22	40
1350	**650**	175	625	45	22	14	35	135	22	42
1500	**700**	188	675	48	25	16	40	145	25	45
1500	**750**	212	725	50	25	20	42	160	25	48



Fig. 1656—1657. **Hahnachsen,**
b für den Einlasshahn, b^I für den Auslasshahn.

Tabelle 193.

Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	b_I	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*
1200	**400**	38	398	285	12	65	440	28	30	48
1200	**450**	40	438	302	15	70	488	32	32	55
1200	**500**	45	468	332	15	72	535	35	48	60
1350	**550**	48	472	350	20	75	600	38	50	65
1350	**600**	50	520	370	20	78	650	42	55	70
1350	**650**	52	545	388	22	88	700	45	62	72
1500	**700**	55	570	408	22	90	750	48	65	78
1500	**750**	60	600	425	25	95	800	50	78	80

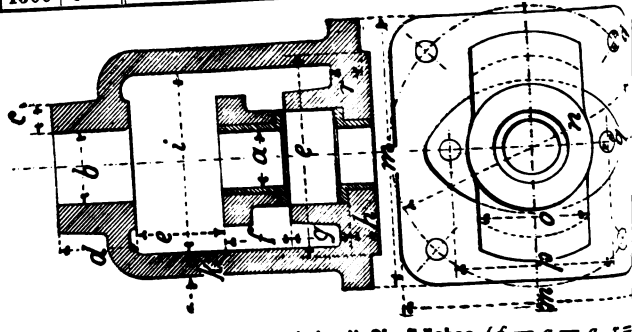
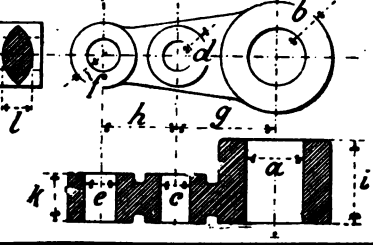


Fig. 1658—1659. **Hahndeckel mit Stopfbüchse** ($f = g = a$, $r =$

Tabelle 194.

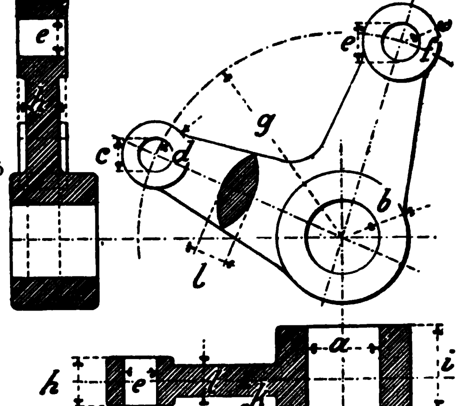
Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*h*	*i*	*k*	*m*	*n*	*o*	*p*
1200	**400**	38	48	20	48	88	20	138	12	175	182	72	[illegible]
1200	**450**	40	50	22	50	88	20	150	15	188	190	75	[illegible]
1200	**500**	45	55	23	55	90	22	162	18	200	205	80	[illegible]
1350	**550**	48	60	25	62	90	25	170	20	212	222	82	[illegible]
1350	**600**	50	65	27	70	90	25	175	21	232	240	95	[illegible]
1350	**650**	52	70	28	72	95	28	180	22	250	255	100	[illegible]
1500	**700**	55	75	30	75	95	30	188	23	265	275	105	[illegible]
[illegible]	[illegible]	60	78	30	78	95	30	195	25	282	295	110	[illegible]

Fig. 1660—1662 Steuerhebel.



Maschine		Tabelle 195.										
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
1200	**400**	38	20	18	10	23	11	70	50	55	30	20
1200	**450**	40	20	20	11	25	12	75	52	62	35	22
1200	**500**	45	21	22	12	27	13	78	60	70	38	23
1350	**550**	48	23	22	12	28	14	85	62	72	40	25
1350	**600**	50	24	23	13	29	15	92	65	75	45	27
1350	**650**	52	25	25	14	30	15	95	70	78	45	28
1500	**700**	55	27	27	15	32	16	100	75	82	48	30
1500	**750**	60	28	28	15	35	16	102	78	88	50	30

Fig. 63—1665 Vinkel- hebel.



Maschine		Tabelle 196.										
[illegible]	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
[illegible]	**400**	48	20	20	11	25	12	132	28	55	20	20
[illegible]	**450**	50	22	22	11	25	13	138	30	62	22	22
[illegible]	**500**	55	23	22	12	28	14	150	35	70	22	23
[illegible]	**550**	60	25	25	12	28	14	162	38	72	25	25
[illegible]	**600**	65	27	25	12	30	15	175	40	75	28	27
[illegible]	**650**	70	28	28	13	32	16	188	45	78	28	28
[illegible]	**700**	75	29	30	13	35	17	200	48	80	30	29
[illegible]	**750**	78	30	30	14	38	18	212	50	88	35	30

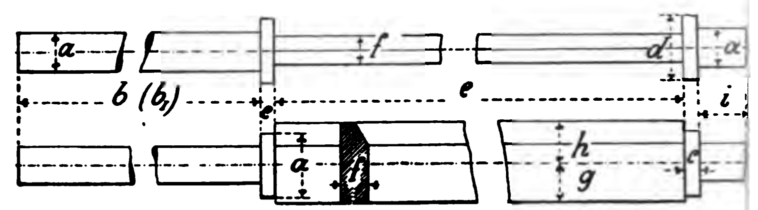


Fig. 1656—1657. **Hahnachsen,**
b für den Einlasshahn, *b*' für den Auslasshahn.

Tabelle 193.

Maschine											
H	*D*	*a*	*b*	*b*'	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*
1200	**400**	38	398	285	12	65	440	28	30	48	55
1200	**450**	40	438	302	15	70	488	32	32	55	62
1200	**500**	45	468	332	15	72	535	35	48	60	70
1350	**550**	48	472	350	20	75	600	38	50	65	75
1350	**600**	50	520	370	20	78	650	42	55	70	80
1350	**650**	52	545	388	22	88	700	45	62	72	92
1500	**700**	55	570	408	22	90	750	48	65	78	98
1500	**750**	60	600	425	25	95	800	50	78	80	105

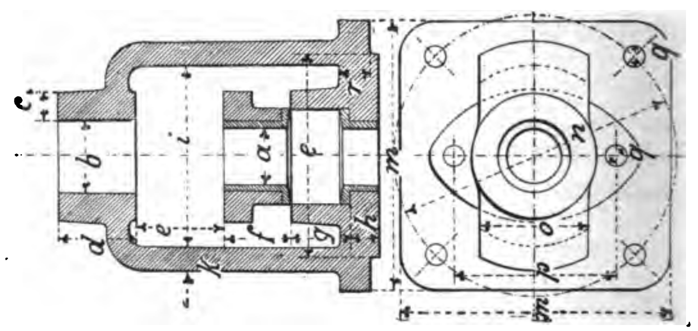


Fig. 1658—1659. **Hahndeckel mit Stopfbüchse** ($f = g = a$, $r = h$).

Tabelle 194.

Maschine														
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*h*	*i*	*k*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*
1200	**400**	38	48	20	48	88	20	138	12	175	182	72	112	5/8"
1200	**450**	40	50	22	50	88	20	150	15	188	190	75	130	5/8"
1200	**500**	45	55	23	55	90	22	162	18	200	205	80	135	3/4"
1350	**550**	48	60	25	62	90	25	170	20	212	222	82	138	3/4"
1350	**600**	50	65	27	70	90	25	175	21	232	240	95	145	3/4"
1350	**650**	52	70	28	72	95	28	180	22	250	255	100	150	7/8"
1500	**700**	55	75	30	75	95	30	188	23	265	275	105	155	7/8"
1500	**750**	60	78	30	78	95	30	195	25	282	295	110	162	7/8"

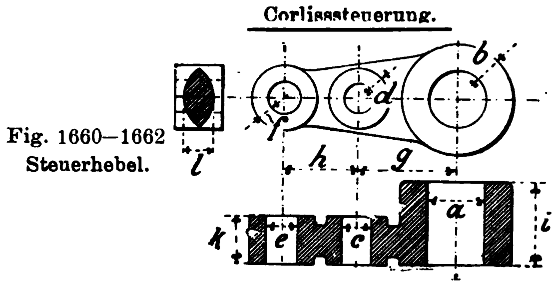


Fig. 1660—1662
Steuerhebel.

Maschine		Tabelle 195.										
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
1200	**400**	38	20	18	10	23	11	70	50	55	30	20
1200	**450**	40	20	20	11	25	12	75	52	62	35	22
1200	**500**	45	21	22	12	27	13	78	60	70	38	23
1350	**550**	48	23	22	12	28	14	85	62	72	40	25
1350	**600**	50	24	23	13	29	15	92	65	75	45	27
1350	**650**	52	25	25	14	30	15	95	70	78	45	28
1500	**700**	55	27	27	15	32	16	100	75	82	48	30
1500	**750**	60	28	28	15	35	16	102	78	88	50	30

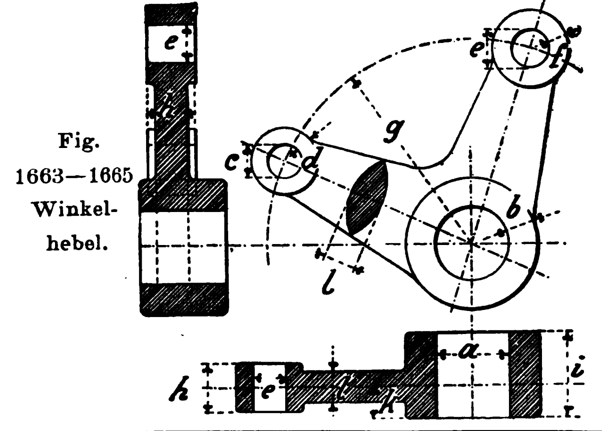


Fig.
1663—1665
Winkel-
hebel.

Maschine		Tabelle 196.										
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
1200	**400**	48	20	20	11	25	12	132	28	55	20	20
1200	**450**	50	22	22	11	25	13	138	30	62	22	22
1200	**500**	55	23	22	12	28	14	150	35	70	22	23
1350	**550**	60	25	25	12	28	14	162	38	72	25	25
1350	**600**	65	27	25	12	30	15	175	40	75	28	27
1350	**650**	70	28	28	13	32	16	188	45	78	28	28
1500	**700**	75	29	30	13	35	17	200	48	80	30	29
1500	**750**	78	30	30	14	38	18	212	50	88	35	30

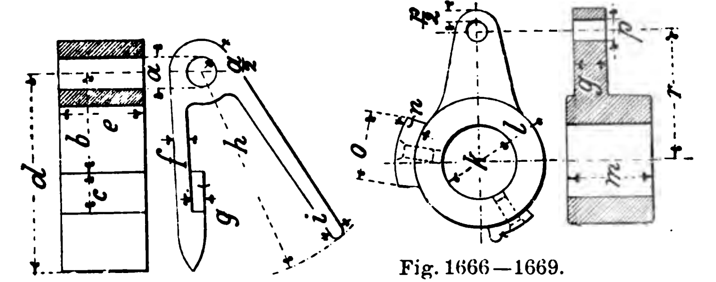


Fig. 1666—1669.

Klinke und Ausschlaghebel. Tabelle 197. ($i = g$, $n = p$, $q = a$.)

Maschine *H*	Maschine *D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*k*	*l*	*m*	*p*	*r*
1200	**400**	22	65	25	128	55	10	8	140	42	20	55	15	88
1200	**450**	22	72	28	140	62	11	9	155	50	22	62	15	95
1200	**500**	25	75	30	150	70	12	10	165	55	23	70	20	100
1350	**550**	28	85	30	162	72	13	10	175	60	25	72	20	105
1350	**600**	28	90	35	172	75	13	11	188	65	27	75	20	112
1350	**650**	30	95	35	180	78	14	11	200	70	28	78	22	120
1500	**700**	32	100	40	195	80	15	12	212	75	29	80	22	125
1500	**750**	35	105	50	205	82	16	12	225	80	30	82	22	138

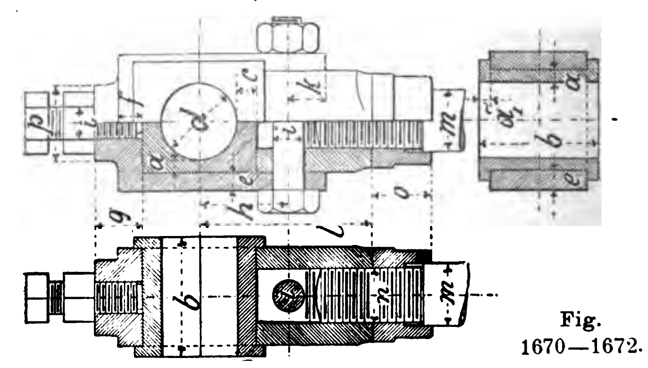


Fig. 1670—1672.

Stangenkopf. Tabelle 198. ($p = h$, $o = m$, $g = n$.)

d	*b*	*a*	a_1	*c*	*e*	*f*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*
25	40	3	2,5	5	6	7	31	1/2"	15	60	20	16
28	42	3	2,5	5	6	8	35	1/2"	15	65	23	20
30	45	5	4,5	7	7,5	9	37	1/2"	15	70	26	23
32	48	5	4,5	7	7,5	9	38	1/2"	15	72	26	23
35	50	5	4,5	7	7,5	10	40	5/8"	20	78	29	26
38	52	6	5	10	10	11	42	5/8"	20	80	29	26
40	55	6	5	10	10	12	42	5/8"	20	85	32	29
42	58	6	5	10	10	13	45	5/8"	20	90	32	29

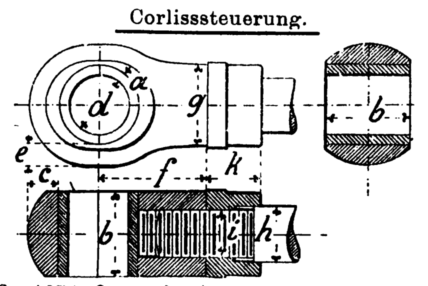


Fig. 1673—1675. **Stangenkopf zum Luftpuffer.** **Tabelle 199.**

d	*b*	*a*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*
20	30	3	10	6	35	28	16	13	15
22	30	3	10	6	35	28	20	16	20
23	30	3	11	8	35	28	20	16	20
25	35	3	11	10	45	30	22	20	22
27	38	4	12	10	48	30	22	20	22
28	38	5	12	10	50	30	22	20	22
29	45	5	13	12	55	40	25	23	25
30	45	5	15	12	60	40	25	23	25

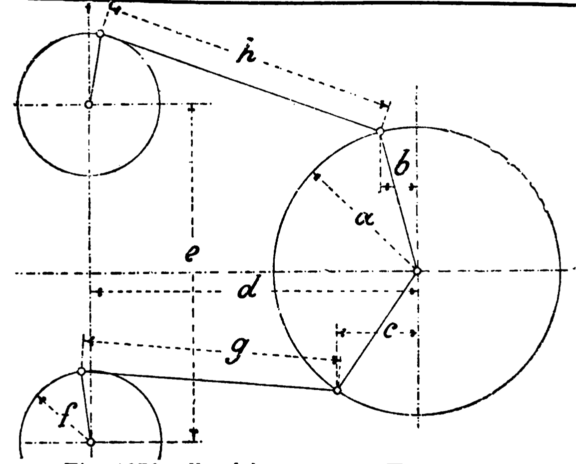


Fig. 1676. **Hauptabmessungen.** **Tabelle 200.**

Maschine									
H	*D*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*
1200	**400**	250	80	105	675	580	132	588	595
1200	**450**	275	82	112	680	638	138	588	613
1200	**500**	300	85	120	688	706	150	538	625
1350	**550**	325	88	125	770	720	162	706	675
1350	**600**	350	98	135	775	880	175	656	690
1350	**650**	375	100	145	782	906	188	662	700
1500	**700**	400	105	155	862	970	200	725	770
1500	**750**	425	112	162	880	1170	212	750	795

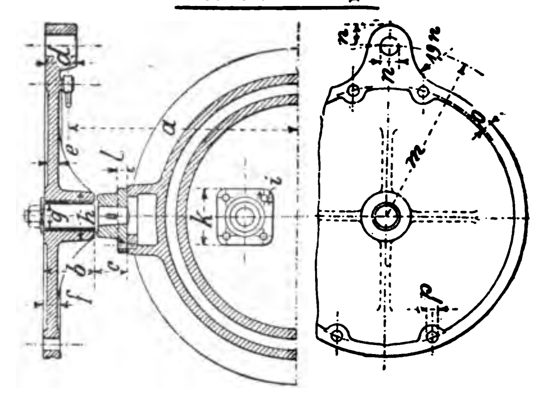
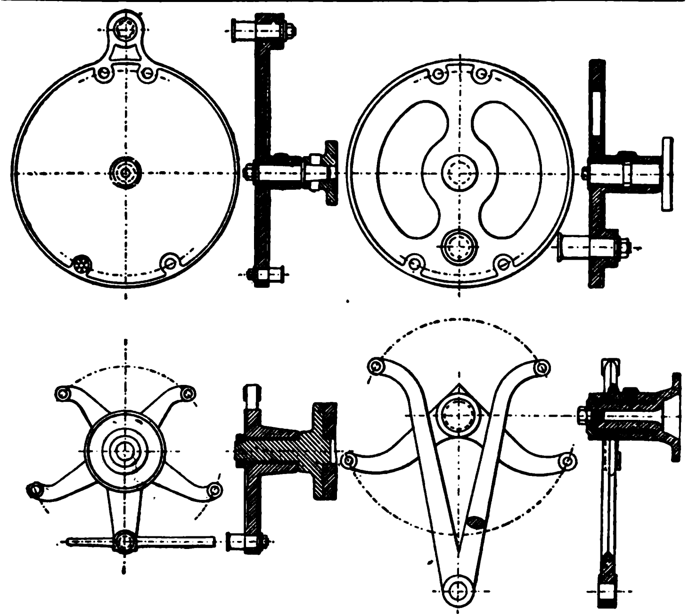


Fig. 1677—1679. **Schwingscheibe.** **Tabelle 201.**

Maschine														
H	D	a	b	c	d	e	f	g	h	k	l	m	n	p
1350	**600**	638	122	105	90	28	40	62	130	170	25	498	60	33
1350	**650**	683	140	112	95	28	45	70	138	175	28	512	62	33
1500	**700**	722	140	120	100	30	48	72	145	175	28	538	65	35
1500	**750**	762	150	120	105	35	50	75	150	175	28	588	70	45



1680—1687. Ausführungsformen der Schwingscheibe.

F. Kolonialmaschine.

Unter dem Namen **Kolonialmaschine** werden in England Maschinen in den Handel gebracht, die hauptsächlich für überseeische Länder bestimmt sind und wegen des bequemeren Transportes in einzelne Teile zerlegt werden können, deren **Gewicht** 300 kg nicht übersteigt.

Einesteils ist die Zerlegung für die Aufstauung in den Schiffen bequem, anderseits die Gefahr des Bruches vermindert und das Aus- und Einladen, sowie die Verfrachtung auf Wagen erleichtert.

Die **Rahmen** sind, um an Transportkosten zu sparen, aus I oder [Trägern hergestellt, worauf die Cylinder, Geradführungen und Kurbellager geschraubt werden. Ist Kondensation vorgesehen, so wird ein Träger verlängert (gewöhnlich jener der Niederdruckseite bei Kompoundmaschinen), um den horizontalen Kondensator aufzunehmen.

Die **Steuerung** ist meist eine vom Regulator beeinflusste Coulissen- oder Ridersteuerung und die Kurbelachse wie bei Lokomobilen gekröpft. Die Cylindermodelle gleichen immer den Lokomobilcylindermodellen derselben Fabriken, desgleichen die Kurbellager und Geradführungen.

Bezüglich des **Versandes** sei noch bemerkt, dass alle Teile in starken mit Eisenbändern beschlagenen **Kisten** sicher zu verpacken sind. Die Kisten haben ausserdem Seilösen zu erhalten, um die Krahnenhaken leicht durchziehen zu können und der Mannschaft als Handhabe zu dienen. Alle Teile sind mit grossen tiefgeschlagenen Nummern zu zeichnen, die vorteilhaft noch mit Farbe umringelt werden. Auf den Kisten soll der Inhalt klar und deutlich angemerkt, womöglich durch eine roh gemalte Skizze kenntlich gemacht sein, um das rechtzeitige Zustreifen der bei der Montierung nötigen Kisten sicher zu stellen.

Die zuvor angegebenen Bemerkungen gelten ganz allgemein und sind gerade dort von sehr grossem Nutzen, wo die **Aufstellung** von fremden Arbeitern erfolgt. Bei allen Exportgeschäften ist zu bedenken, dass nicht nur auf genaue Arbeit, sondern auch auf gute Verpackung zu sehen ist. Mit Recht bemerkt eine ausländische Importfirma: „Die Maschinen werden weniger nach der Ausführung als nach dem Zustande ihres Eintreffens beurteilt.“

Es ist selbstverständlich, dass keine einzige Schraube zur Maschine fehlen darf, das Dichtungs- und Packungsmaterial muss beigepackt werden, und wenn möglich, ist noch etwas mehr als Reserve vom letzteren zuzugeben, um Betriebsstörungen durch Verderben eines Asbestringes oder einer Luftpumpenklappe etc. zu verhüten.

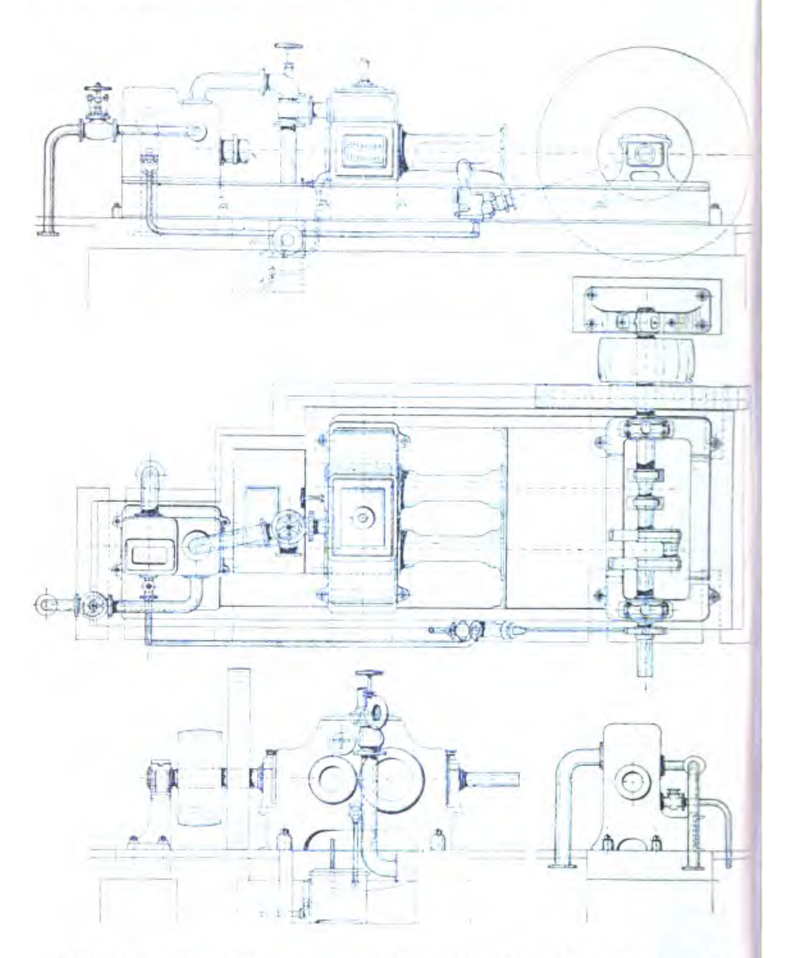


Fig. 1688—1691. Kolonialmaschine, $230/355 \times 405$, $n = 135$, 1 : 60.

G. Förderdampfmaschinen.

Je nachdem die Dampfmaschine direkt oder durch Vermittlung eines Vorgeleges angreift, unterscheidet man:

Fördermaschinen, bei welchen die Kurbelachse zugleich Fördertrommelachse und

Dampfhaspel, bei welchen Kurbel- und Fördertrommelachse durch Zahnräder verbunden sind.

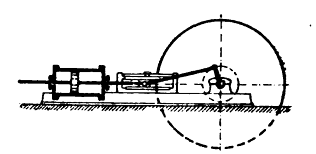


Fig. 1692. Fördermaschine.

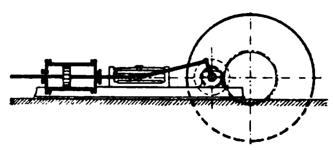


Fig. 1693. Dampfhaspel.

Bezüglich der Anordnung der Fördermaschinen ist noch zu bemerken, dass man in Deutschland meistens liegende, dagegen in England stehende Maschinen baut und diese fast ausnahmslos als **Zwillinge** ausführt, einesteils, um dieselbe in jeder Stellung anspringen lassen zu können, andernteils um das schwere Schwungrad, welches beim Bremsen der Maschine lästig ist, zu vermeiden.

Um den Maschinisten die jeweilige Stellung des Förderkorbes vor Augen zu führen, findet man kleine geometrisch ähnliche Fördertrommeln durch Zahnräder mit der Maschinenwelle verbunden, die kleine Förderschalen aufheben und so die Bewegungen im verjüngten Massstabe darstellen; ausserdem ist eine Signalvorrichtung, die aus einer von der Maschinenachse bewegten Schraube und einer in einem Schlitze verschiebbaren Mutter besteht, angeordnet, welche bei gewissen Korbstellungen eine Glocke zum Ertönen bringt, um die Aufmerksamkeit des Maschinisten auf die Einfahrt zu lenken.

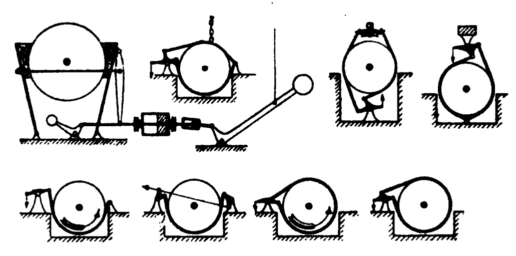


Fig. 1694—1701. Bremsenanordnungen.

Zur Feststellung des Förderkorbes sind kräftige Bremsen angeordnet, welche direkt durch den Maschinisten oder indirekt vermittelst Dampf oder Gewichten bethätigt werden.

Zum **Festhalten der Förderschalen** für eine längere Zeit haben sich Gewichtsbremsen besser bewährt als Dampfbremsen, man findet auch Gewichts- und Dampfbremsen kombiniert Fig. 1694 bis 1701.

Die **Seile für die Förderanlage** sind nun meistens Stahlseile und heissen nach den Querschnittsformen: runde oder flache Seile. Bei grossen Teufen hat man früher oft verjüngte Seile gebraucht; doch ist man durch die Einführung der festen Stahldrahtseile in neuerer Zeit davon abgegangen.

Die **Fördertrommeln für runde Seile** haben entweder cylindrische oder kegelförmige Form (mit Erzeugenden bis 30° Neigung) oder auch (seltener) Spiraltrommeln, deren Mantel Spiralen trägt, in welchen sich das Seil einlegt.

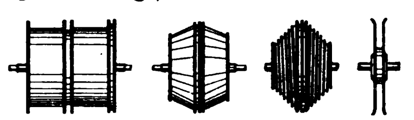


Fig. 1702. Cylindrische Trommel. 1703. Konische Trommel. 1704. Spiral- trommel. 1705. Bobine.

Bei **Flachseilen** muss das Seil sich aufeinander wickeln (seitliche Ablenkungen sind unstatthaft), und die zu den Flachseilen gehörenden Trommeln nennt man **Bobinen**.

Bei **grossen Teufen** kann es bei cylindrischen Trommeln vorkommen, dass das Gewicht der leeren Förderschale nebst Seil in gewissen Stellungen grösser wird, als das Gewicht der beladenen Förderschale und Seil. Dieses ist unter allen Umständen zu vermeiden und ein möglichst gleicher Widerstand ist trotz der häufig angewendeten Expansion erwünscht, auch durch Ausgleichvorrichtungen erreicht (angehängte Seile, Ketten oder geeignet konstruierte Fördertrommeln).

Seil-Fördertrommel- und Scheibenabmessungen.

Die **Seile** werden auf Biegung und Zug beansprucht. Die rechnerische Bestimmung der Biegungsbeanspruchung ist wegen der schraubenförmigen Form der Drähte ungenau, doch ist aus der Rechnung zu ersehen und von der Praxis bestätigt, dass die Seilscheiben in einem gewissen Verhältnisse zum Seildurchmesser stehen müssen. Gewöhnlich wird gefordert, dass die **Scheibendurchmesser** mindestens:

80 mal den Durchmesser bei Drahttauen
100 „ „ „ „ Drahtseilen
60 „ „ „ „ Hanfseilen

haben sollen.

Werden die gegebenen Verhältnisse nicht überschritten, dann kann man die Seile mit höchstens fünffacher Sicherheit beanspruchen.

Es sei K die Bruchbelastung des Seiles, bezogen auf k die Zerreissfestigkeit des Drahtes, so ist das Gewicht des laufenden Meter Seiles

$$m \sim \frac{K}{k}$$

$k = 5500$ kg für Schmiedeeisen- und **12000** – 18000 kg für Gussstahldraht; bedeutet ferner

t die Teufentiefe in Meter, G die Belastung des Seiles in Kilogramm, so ist die Tragfähigkeit desselben bei z facher Sicherheit, durch $z(G + tm) = K = km$ ausgedrückt und das Gewicht des laufenden Meter Seiles bei der Belastung G und der Teufe t

$$m \sim \frac{zG}{k - zt} = \frac{G}{\frac{k}{z} - t}$$

welcher Wert den beschaffbaren Seilen angepasst werden soll.

Gewichte und Bruchbelastung der Drahtseile.

Tabelle 202. Überschlagswerte. *) **Tabelle 203.**

Runde Seile.				Flache Seile.			
Seildurchmesser	Gewicht des lfd. m. Seiles m	K Bruchbelastung Eisen $k = 5500$ kg	K Bruchbelastung Gussstahl $k = 12000$ kg	Dicke mal Breite	Gewicht des lfd. m Seiles m	K Bruchbelastung Eisen $k = 5500$ kg	K Bruchbelastung Gussstahl $k = 12000$ kg
13	0,55	3000	6500	9×38	1,0	5200	11200
14	0,65	3500	7600	10×44	1.2	6200	13500
15	0,7	4000	8700	11×46	1,3	6700	14600
16	0,8	4500	9800	12×51	1,6	8300	18000
18	1,0	5500	12000	13×55	1.9	10000	22000
20	1 2	6500	14000	14×60	2,2	11500	25000
22	1,4	7700	16000	15×64	2,6	13500	29000
24	1.7	9300	20000	16×68	3,0	15600	34000
26	2,0	11000	24000	17×72	3,4	17500	38000
28	2,4	14000	27500	18×78	3,8	19800	43000
30	2,8	16500	36000	20×82	4,4	22000	48000

Beispiel. Für eine Teufe von 500 m sei ein Stahldrahtband mit sechsfacher Sicherheit zu bestimmen, wobei eine Belastung von 1800 kg am Seiltrume und eine Zugfestigkeit = 12000 kg vorausgesetzt ist, das Seilgewicht pro lauf. Meter

$$m = \frac{1800}{\frac{12000}{6} - 500} \sim 1,38$$

Aus Tabelle ist das Gewicht eines passenden Flachseiles 1,3 kg mit einer Bruchbelastung 14600 kg, die Sicherheit ergiebt sich zu:

$$z = \frac{14600}{1800 + 500 \cdot 1,3} \sim 6$$

Wäre ein rundes Seil gefordert, so würde sich nach Tabelle 202 22 Durchmesser mit 1,4 Gewicht per lfd. m und eine Bruchbelastung von 16000 kg, also der Sicherheitsgrad

$$z = \frac{16000}{1800 + 500 \cdot 1,4} = 6,4 \text{ ergeben.}$$

*) Genaue Werte sind den Preislisten der Seilfabrikanten zu entnehmen.

Seilgewichtsausgleichung.

Die **Bestimmung der Neigung einer konischen Trommel** wird in folgender Weise durchgeführt.

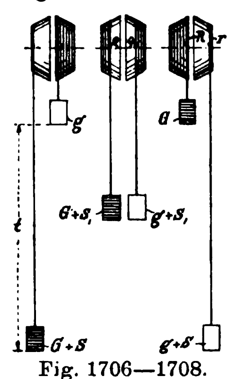


Fig. 1706—1708.

Es bedeute:

t die Teufentiefe in Meter,
R den grossen Trommelradius in Meter,
r „ kleinen „ „ „
ϱ „ mittleren „ „ „
G das Gewicht der beladenen Förderschale in Kilogramm,
g das Gewicht der leeren Förderschale in Kilogramm,
S das Seilgewicht in Kilogramm.

Aus Fig. 1706—1708 ergiebt sich das Moment in der gleichen Höhe der Schalen

$$M_0 = G\,\varrho - g\,\varrho = (G - g)\,\varrho \quad . \quad (c)$$

dann aus den anderen Figuren

$$M_1 = (G + S)\,r - g\,R \quad . \quad . \quad (d)$$
$$M_2 = G\,R - (g + S)\,r \quad . \quad . \quad (e)$$

Da die Momente gleich sein sollen, so muss noch sein

$$(G + S)\,r - g\,R = G\,R\,(g + S)\,r$$

woraus

$$\frac{R}{r} = \left(1 + \frac{2\,S}{G + g}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Ausserdem ist noch aus $M_0 = M_1 = M_2$, $2\,M_0 = M_1 + M_2$ folglich

$$2\,(G - g)\,\varrho = (G - g)\,(R + r)$$
$$2\,\varrho = R + r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (f)$$

woraus

$$r = \frac{\varrho}{1 + \frac{G + g}{S}}\left(1 - \frac{S}{G + g + S}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und

$$R = \varrho\left(1 + \frac{S}{G + g + S}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Sind noch u Windungen auf der Trommel, so bestimmt sich der mittlere Radius aus

$$\varrho = \frac{t}{2\,\pi\,u} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Die Neigung der Erzeugenden bei **kegelförmigen Trommeln** soll 30° nicht überschreiten, im anderen Falle sind **Spiraltrommeln** zu verwenden, welche Neigungen bis zu ca. 60° zulassen.

Andernfalls muss man auf die **Ausgleichung** verzichten und sich mit dem Entfallen der negativen Arbeit begnügen.

Für Bobinen bei der Seildicke $\varDelta$ ist

$$R - r = u\,\varDelta = \frac{t}{2\,\pi\,\varrho}\,\varDelta \quad . \quad . \quad . \quad (g)$$

Fig. 1709—1710.

Setzt man noch die Werte für R und r in die Gleichung (g) ein, so erhält man

$$\varrho = 0{,}282 \sqrt{\frac{G + g + S}{S} \cdot t \cdot \Delta} \quad \ldots \quad (6)$$

Ergiebt sich R oder r unannehmbar, dann muss, wie bei Kegeltrommeln angegeben, verfahren werden.

Bei der Berechnung der Dampfmaschine ist noch zu berücksichtigen, dass unter Umständen die leere Schale unten aufsitzt und sich das Maximalmoment dann zu

$$M_3 = G\,R - Sr \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

ergeben kann und das statische Moment der Maschine muss grösser sein, als jenes des Widerstandes.

Die Tourenzahl der Dampfmaschine ergiebt sich aus der noch zulässigen Fördergeschwindigkeit, die bei

freihängender Tonne 1—1,5 m pro Sekunde
bei geführtem Gestelle bis 13 m
im Mittel 5—10 m
Personenförderung nicht über 4 m.

Zur Berechnung der **Widerstände bei Förderanlagen** sind Formeln empfohlen worden, die jedoch ebenso rohe Annäherungswerte, wie die Koefficienten ergeben.

Nach von Reiche ist das mittlere Moment der bei saigernen Schächten auftretenden Widerstände:

$$M_4 = 04\,(G + g + S)\,\varrho + 0{,}122\,A\,v^2\,\varrho \quad \ldots \quad (10)$$

und für tonnlägige Schächte

$$M_4 = \varrho\,[0{,}05\,(G + g + S)\,\sin\alpha + 0{,}05\,S\cos\alpha + 0{,}012\,g\cos\alpha + 0{,}122\,A\,v^2] \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

nach Hrabak ist bei grösseren Fördergeschwindigkeiten

$$M_4 = 0{,}05\,(G + g + S)\,\varrho + 0{,}6\,A\,v^2\,\varrho \quad \ldots \quad (12)$$

worin A die der Bewegungsrichtung entgegenstehende Fläche in Quadratmeter bedeutet.

Es ist dann aus dem Momente für Förderwiderstände $(M_0 + M_4)$ die effektive Leistung der Dampfmaschine zu berechnen, was mit Hülfe der Tabelle 137 und 123 geschehen kann.

Bei tonnlägigen Schächten ist an Stelle von

$$G \quad G_1 = G\sin\alpha$$
$$g \quad g_1 = g\sin\alpha$$
$$S \quad S^1 = S\sin\alpha$$

zu setzen, wodurch sich die Momente M_0 M_1 M_2 und M_3 ergeben.

Aus dem statischen Momente M kann die Arbeit leicht berechnet werden, da

$$\frac{P \cdot 2\,R\,\pi\,n}{60} = \frac{2\,M\,\pi\,n}{60} \text{ ist und } N = \frac{2\,M\,\pi\,n}{60 \cdot 75}.$$

Die Leistung einer Dampfmaschine ist aber

$$\eta \cdot \frac{Q \cdot n \cdot 2\,H}{75 \cdot 60}\,p_m = \eta \cdot \frac{D^2\,\pi}{4} \cdot \frac{2\,n\,H}{75 \cdot 60} \cdot p_m.$$

Setzt man noch $M = M_0 + M_4$ so erhält man bei $H = \frac{a\,D}{100}$ (weil H in m)

$$\frac{2}{4}\,\eta\,\frac{a\,D^3}{100} = (M_0 + M_4)$$

und

$$D = \sqrt[3]{\frac{(M_0 + M_4)\,2}{\eta \cdot p_m} \cdot \frac{2}{a} \cdot 100}$$

für Zwillingsmaschinen.

Beispiel. Für die Teufe von 500 m ist für die Nutzlast 1000 kg und dem Schalen- und Wagengewicht = 800 kg eine Förderanlage zu berechnen. Die Zerreissfestigkeit der Drähte sei mit 12000 kg pro Quadratcentimeter angenommen, eine 7–8fache Sicherheit gefordert. Der zur Verfügung stehende Dampfdruck sei 6 Atm. abs., Förderschale 2,5 qm.

a) Rundseil mit cylindrischer Trommel.

$$g = 800,\ G = 1800,\ A = 2{,}5 \text{ qm},\ v_{mx} = 8 \text{ m}$$

$m = \dfrac{1800}{\dfrac{12000}{8} - 500} = 1{,}8$ Aus der Tab. v. Felten & Guilleaume gewählt $m = 1{,}85$

Durchmesser des Seiles 26 mm bei 2 mm Drahtdicke.

Die Sicherheit ergiebt sich zu 7,8

$$S = 500 \cdot 1{,}85 = 925 \text{ kg} \quad R = 1{,}30$$
$$M_0 = (1800 - 800)\ 1{,}30 = 1300$$
$$M_1 = (1800 + 925 - 800)\ 1{,}30 = 2500 \qquad M_0 + M_4 = 1474$$
$$M_2 = (1800 - 800 - 925)\ 1{,}30 = 98$$
$$M_3 = (1800 - 925)\ 1{,}30 = 1138$$
$$M_4 = [(1800 + 800 + 925) \cdot 0{,}04 + 0{,}122 \cdot 2{,}5 \cdot 8^2]\ 1{,}30 = 174$$

Für $\alpha = 2$ ist bei $\eta = 0{,}75$ und $p_m = 2{,}2$.

$$D = \sqrt[3]{\frac{1474 \cdot 100}{2{,}2 \cdot 0{,}75}} \sim 45{,}7, \text{ wofür 45 cm gesetzt werden mag.}$$

Das grösste Moment ist M_1, es muss noch untersucht werden, welche Cylinderabmessungen die Zwillingsmaschine haben müsste bei $M_1 + M_4$, wenn ein Kolben im Todpunkte steht.

Setzt man noch $p - p_0$*) $\sim 4{,}4$ Atm. wegen des sich ergebenden Verlustes, so muss noch sein, wenn der Cylinderdurchmesser beibehalten wird

$$1590 \cdot 4{,}4\ \eta\ \frac{H}{2} = 2500 + 174$$

$$H = \frac{2500 + 174 \cdot 2}{1590\ (4{,}4 \cdot 0{,}75)} \sim 0{,}96 \text{ m.}$$

Die Umdrehungszahl der Maschine ist:

$$n = \frac{60 \cdot 8}{2 \cdot \pi \cdot 1{,}3} \sim 58{,}5.$$

Die Anzahl der Windungen auf der Trommel $u = \dfrac{500}{\pi \cdot 2 \cdot 1{,}3} \sim 61{,}3.$

b) Konische Trommel.

r mit 1,3 angenommen ergiebt nach Formel (3)

$$R = 1{,}3\left(1 + \frac{2 \cdot 925}{1800 + 925}\right) \sim 2{,}23$$

$$\varrho = \frac{1{,}300 + 2{,}23}{2} \sim 1{,}76.$$

Anzahl der Windungen $u = \dfrac{500}{2 \cdot \pi \cdot 2{,}23} \sim 45{,}3$

Seitenlänge der Trommel $l = 45{,}3 \cdot 0{,}023 \sim 1{,}175$

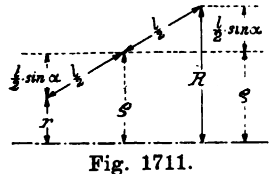


Fig. 1711.

Neigung der Erzeugenden des Kegels vergl. Fig. 1711

$$\sin\alpha = \frac{R - r}{l} = \frac{2{,}23 - 1{,}30}{1{,}175} \sim 0{,}79 = \sin 52$$

also bei einer konischen Trommel unzulässig. Um die kostspielige Spiraltrommel zu sparen, soll auf vollkommene Ausgleichung des Seilgewichtes verzichtet werden, und $\alpha = 30^0$ ohne Rücksicht auf die Momente M_0, M_1, M_2 gewählt werden

$\varrho = 1{,}76$ beibehalten giebt

$$r = \varrho - \frac{l}{2}\sin\alpha = 1{,}76 - \frac{1{,}175}{2} \cdot 0{,}5 = 1{,}47$$

$$R = \varrho + \frac{l}{2}\sin\alpha = 1{,}76 + \frac{1{,}175}{2} \cdot 0{,}5 = 2{,}05.$$

*) Dem Dampfdrucke beim Anheben.

$M_0 = (1800 - 800)\ 1{,}76 = 1760$
$M_1 = (1800 + 925)\ 1{,}47 - 800 \cdot 2{,}05 = 2350$
$M_2 = 1800 \cdot 2{,}05 - (800 + 925)\ 1{,}47 = 1170$
$M_3 = 1800 \cdot 2{,}05 - 925 \cdot 1{,}47 = 2340$
$M_4 = [0{,}04\ (1800 + 800 + 925) - 0{,}122 \cdot 2{,}5 \cdot 8^2]\ 1{,}76 = 288.$

Die **Dampfmaschine** berechnet sich wie zuvor

$$D = \sqrt[3]{\frac{2043 \cdot 100}{2{,}2 \cdot 0{,}75}} \sim 50 \text{ cm}$$

oder Dampfcylinder 500 Durchmesser, 1000 Hub.

Zur Nachrechnung des grössten Momentes diene wieder

$$(M_1 + M_4) = 0{,}75\ (1925 \cdot 4{,}4\ \frac{H}{2})$$

$$H = \frac{2633 \cdot 2}{1925 \cdot 0{,}75 \cdot 4{,}4} \sim 0{,}78$$

also in allen Fällen mit 1 m genügend.

c) Flachseil mit Bobine.

Die Bestimmung des Seilgewichtes für den laufenden Meter erfolgt wie zuvor, und ist das zunächst liegende m 1,9 entsprechend einem Flachseile vom 13 · 55 mm mit 168 Drähten von 1,2 mm Durchmesser

$$G = 1800,\quad g = 800,\quad S = 500 \cdot 1{,}9 = 950.$$

Nach Formel (6) ist:

$$Q = 0{,}282 \sqrt{\frac{1800 + 800 + 950}{950}} \cdot 500 \cdot 0{,}013 = 1{,}39$$

$$R = 1{,}39 \left(1 + \frac{950}{1800 + 800 + 950}\right) = 1{,}76$$

$$r = 1{,}39 \left(1 - \frac{950}{1800 + 800 + 950}\right) = 1{,}02$$

$$R - r\ \frac{500 \cdot 0{,}013}{2\pi \cdot 1{,}39} = 0{,}735$$

da $r > 50 \cdot 0{,}013 = 0{,}65$ so ist die Berechnung anwendbar

$M_0 = M_1 = M_2 = (1800 - 800)\ 1{,}39 \sim 1390$
$M_3 = 1800 \cdot 1{,}76 - 950 \cdot 1{,}02 \sim 2200$
$M_4 = [0{,}04\ (1800 + 800 + 950) + 0{,}122 \cdot 2{,}5 \cdot 8^2] \cdot 1{,}39 \sim 225.$

Es ist daher unter gleichen Voraussetzungen:

$D = \sqrt[3]{\frac{1615 \cdot 100}{2{,}2 \cdot 0{,}75}} \sim 46{,}2$ wofür eine Maschine mit 475 Cylinderdurchmesser und 900 Hub angenommen werden soll.

Die Nachrechnung für das Moment $M_3 + M_4$ ergiebt bei $D = 475$ $H = \frac{2425 \cdot 2}{1740 \cdot 4{,}4 \cdot 0{,}75} \sim 0{,}85$, 0,90 Hub daher vollständig genügend. Die Umdrehungszahl $n = \frac{60 \cdot 8}{2\pi \cdot 1{,}39} \sim 55.$

Man kann auch aus den Momenten $M_1 - M_3$ ohne Zuhülfenahme von M_4 die Dampfcylinder berechnen, wenn man an Stelle von $M + M_4$ und den $\frac{1}{\eta^1}$fachen Wert von M einführt, dabei $\eta\, p_m = p_m$ setzt. Der Wert η^1 drückt dann den ganzen Wirkungsgrad der Förderanlage aus und ist zwischen 0,4—0,6.

Die **Berechnung der Bremse** erfolgt in derselben Weise wie bei Hebewerken, der Achse auf Biegung und Verdrehung (zusammengesetzte Festigkeit).

Bei **Dampfhaspeln** ist noch die **Vorgelegereibung** mit etwa 15 % zu berücksichtigen

Dampfverbrauch.

Durch die zwischen jeder Förderung bedingten **Stillstände** und durch die **lange Rohrleitung** entstehen bedeutende Kondensationsverluste, weshalb die Fördermaschinen mehr Dampf benötigen als andere.

Nach Hrabak ist: $S' = 2{,}5\,(1{,}5 + \frac{Z_0}{Z})\,S$, wenn

S' den Dampfverbrauch der Fördermaschine,
S „ „ einer gleichwerdigen Dampfmaschine,
Z Dauer des Aufzuges,
Z_0 „ „ Stürzens bedeuten.

Für die Fördermaschinen sind alle bereits behandelten **Steuerungen** anwendbar, am meisten verbreitet sind Coulissensteuerung und Ventilsteuerung mit unrunden Scheiben (s. S. 267).

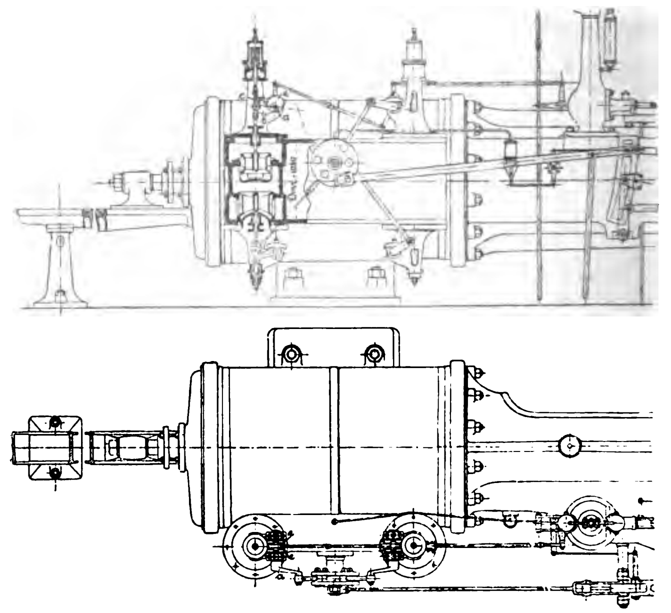


Fig. 1712—1713. Ventilsteuerung einer Fördermaschine von der Société anon. de Marcinelle et Couillet nach *Lelong.* *)

Ein kleiner 6 PS **Förderhaspel** für 450 kg Last, 150 m Teufentiefe, 1 m Seilgeschwindigkeit, Kessel 10,3 qm Heizfläche, 7 Atm.. Cylinderdurchmesser = 215, Hub = 300, Zahnräder $z = 11$, $Z = 101$, $t = 45$, $b = 105$; Gewicht 6000 kg, wie solche ähnlich von F. Siegel, Schönebeck, für den Export angefertigt werden, ist in Fig. 1714—1715 dargestellt.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, S. 1018

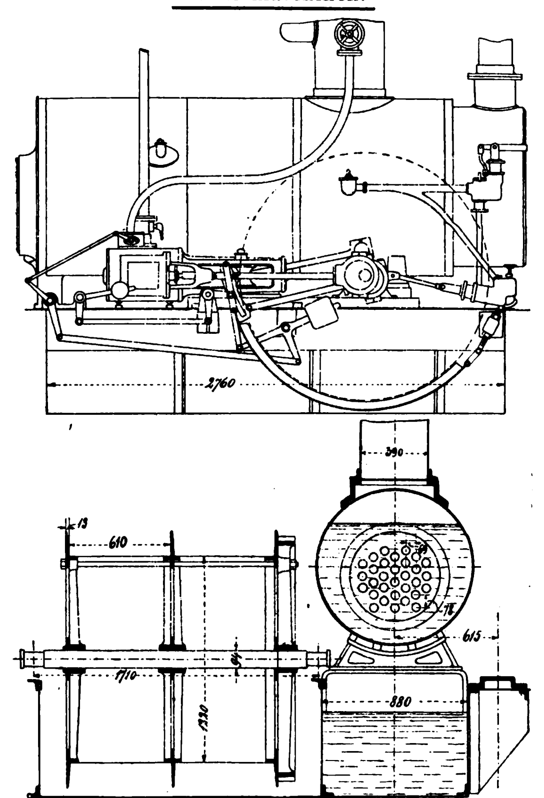


Fig. 1714—1715. Förderhaspel 6 PS. 1 : 75.

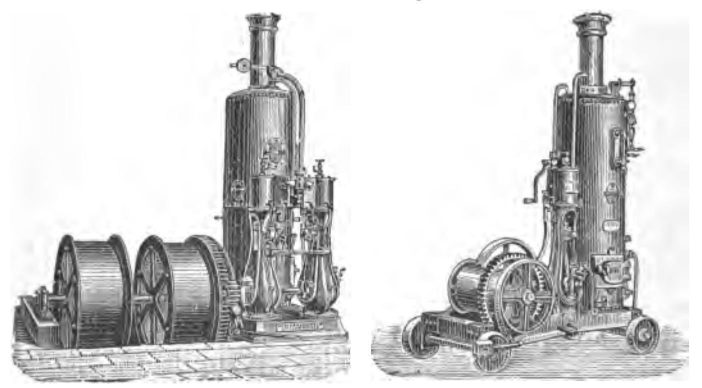


Fig. 1716—1717. Transportable Fördermaschinen u. Dampfwinden.
Menk & Hambrock, Ottensen b. Hamburg.

Fördermaschinen

in den letzten Jahren ausgeführt von der ***Friedrich Wilhelms-Hütte,*** Mülheim a. d. Ruhr.

Tabelle 204.

Förderhöhe in m	Nutz-Last in kg	Dampfdruck	Cylinder-Durchmesser mm	Hub mm	Expansion	Steuerung *)	Seiltrommel conisch kleiner Durchmesser	Seiltrommel conisch grosser Durchmesser	Seiltrommel cylindrisch. Durchmesser	Seiltrommel Breite	Bauart **)	Erbaut im Jahre	Empfänger
180	800	6	400	600	mit	V. C.	2100	2900	—	975	B.	1890	Selbecker Erzbergwerk in Selbeck.
400	1100	5	700	1250	mit	V. K.	—	—	5250	1050	B.	1891	Herzkämper-Mulde b. Schee.
400	1100	5	700	1250	mit	V. K.	—	—	5250	1050	B.	1891	Deutschland b. Schee.
750	3000	5	1000	1900	mit	V. K.	—	—	8000	1700	U.	1892	Königsborn b. Unna.
600	3000	5	1000	1800	ohne	V. C.	—	—	7000	1500	B.	1892	Neu-Köln b. Borbeck.
750	3000	7	1025/1435	2000	ohne	V. C.	—	—	8000	1750	U.	1892	Carolus Magnus b. Borbeck.
460	3000	6	1025	2000	mit	V. C.	—	—	8000	1560	B.	1891	Victoria Mathias b. Essen.
750	3500	5	1050	1900	mit	V. K.	—	—	8000	1700	U.	1891	Unser Fritz b. Schalke.
800	4000	5	1050	1900	mit	V. K.	—	—	8000	1850	U.	1891	General-Blumenthal b. Recklinghausen.
700	4000	5	1050	1900	mit	V. K.	—	—	8000	1700	U.	1891	Wolfsbank b. Borbeck.
700	4000	6	1100	2000	ohne	V. C.	—	—	8000	1800	U.	1891	Mathias Stinnes b. Essen.
700	4000	4	1000	1900	mit	V. K.	—	—	8000	1700	U.	1892	König Ludwig b. Recklinghausen.
800	4000	5	1050	2000	mit	V. K.	—	—	8000	1855	U.	1893	Graf Bismarck b. Schalke.
800	4000	5	1050	2000	mit	V. K.	—	—	8000	1855	U.	1893	Graf Bismarck b. Schalke.
830	4300	7,5	1015/1435	2200	mit	V. C.	6000	10970	—	2485	U.	1891	Wilhelmine Victoria b. Gelsenkirchen.
700	4400	5	1100	2000	ohne	V. C.	—	—	8000	1700	U.	1893	Friedrich der Grosse b. Herne.
400	4500	8	850/1200	1600	mit	V. K.	—	—	6500	1150	B.	1892	Gottessegen b. Löttringhausen.

*) V. C. Ventil-Coulissensteuerung, V. K. Ventil-Knaggensteuerung, **) B. Bajonettrahmen, U. Doppel-∩-Rahmen.

H. Schnellläufer.

Für gewisse Betriebe (elektrisches Licht, Ventilatoren etc.) ist es oft erwünscht, die Maschine mit dem Motor direkt zu verbinden, und haben aus diesem Bedürfnisse eine Reihe von Dampfmaschinenkonstruktionen sich entwickelt, deren Tourenzahlen nach Hunderten zählen und die unter dem Namen **Schnellläufer** bekannt sind. (Vergl. Seite 16.)

Da die **Massendrücke***) mit dem Quadrate der Umdrehungszahlen und der ersten Potenz des Hubes wachsen, so ist es klar, dass die Schwierigkeiten bei gleicher Kolbengeschwindigkeit um so grösser sind, je höher die Umdrehungszahl wird, und dass das Ausbalancieren der hin- und hergehenden Teile um so sorgfältiger vorgenommen werden muss, je grösser die Tourenzahl ist. Ferner ist bei allen Schnellläufern darauf zu sehen, dass die Dampfspannung zur Beschleunigung der Massen ausreicht**) und der Druckwechsel womöglich etwas vor Ende des Hubes auftritt. Den **Schmiervorrichtungen** und der ausreichenden Schmierung eines jeden bewegten Teiles ist die grösste Aufmerksamkeit zuzuwenden und auf die **Sicherung der Schrauben** zu sehen.

Grosse **Auflageflächen, lange Lagerschalen** sowie Gelenke und deren sorgfältigste Bearbeitung ist ein Haupterfordernis.

Zur **Regulierung der Steuerung** benutzt man häufig die Achsenregulatoren (Fig. 1329). Letztere haben jedoch wenig Energie und sind nur für leichtgehende Steuerorgane: Hähne, Kolbenschieber, gut entlastete Flachschieber, Ventile, brauchbar. Sehr oft wird der Achsenregulator wegen seiner mangelhaften Wirkung entfernt und durch ein Drosselregulierapparat ersetzt.

Die **Schmierung der Maschinenteile** der einfachwirkenden Maschinen erfolgt meist im Wasser- und Ölbade, besonders bei der Westinghousemaschine und deren Abarten. Diese Schmierung hat aber den grossen Nachteil, dass sie die Cylinder abkühlt und so zu Dampfverlusten Anlass giebt. Bei den doppeltwirkenden Maschinen werden die einzelnen Teile durch sichtbar schmierende Schmierapparate geölt.

Als einer der besten Schnellläufer muss die Ausführung der Maschinenfabrik Oerlicon gelten, die durch das geringe Gewicht an allen bewegten Teilen, besonders Kolben und Kolbenschieber, Excenter und Kolbenstangen, sich vor allen anderen auszeichnet.

Trotz aller Anstrengung und Reklame können die Schnellläufer den Grossmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit das Feld im Fabrikbetriebe nicht streitig machen; sie sind und bleiben ein Notbehelf, die nur unter bestimmten Umständen ihre Berechtigung haben. Hohe Kolbengeschwindigkeit hat auf den Dampfverbrauch wenig Einfluss. (Vergl. Seite 326.)

---

*) S. Tabelle 204 auf Seite 448.

**) S. Abschnitt VIII, Seite 369.

Grösste zulässige Tourenzahl für Hochdruckmaschinen.*)

Die **oberen** Werte gelten für Auspuff, die unteren für Kondensation.

Tabelle 205.**) **Hochdruck.**

Kolbenhub H	Atm. abs.								
	3	4	5	6	7	8	10	12	14
100	300	400	450	500	—	—	—	—	—
	400	450	500	—	—	—	—	—	—
200	200	250	300	350	400	450	500	—	—
	270	310	350	400	440	470	—	—	—
300	175	230	260	300	340	370	400	440	480
	230	260	280	300	335	380	420	460	500
400	150	200	230	260	280	310	350	375	440
	200	230	260	280	300	335	370	400	460
500	140	175	200	235	255	270	310	350	375
	180	200	230	260	280	300	335	370	400
600	130	155	185	210	230	250	275	310	350
	165	180	210	230	260	280	300	335	370
700	120	140	170	190	205	225	250	280	310
	150	170	185	210	230	260	280	300	335
800	100	125	150	170	185	200	225	250	280
	135	150	170	185	200	230	260	280	300
900	90	110	130	150	170	180	200	225	250
	110	135	150	165	180	200	230	260	280
1000	80	100	120	135	150	165	180	200	225
	100	120	135	150	165	180	200	230	260
1100	70	90	110	120	135	150	165	180	200
	90	110	120	135	150	165	180	200	230
1200	60	80	100	110	125	145	150	165	180
	85	100	110	120	135	150	165	180	200

Grösste zulässige Tourenzahl für Niederdruckseiten von Mehrfach-Expansionsmaschinen.

Tabelle 206.**) **Niederdruck.**

Kolbenhub H	Atm. abs.								
	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
500	70	90	105	125	140	155	170	205	240
600	65	80	100	120	130	140	160	195	230
700	60	75	90	110	120	130	155	185	215
800	55	70	85	100	110	125	140	170	200
900	50	65	80	90	100	115	125	155	180
1000	45	60	75	85	95	105	115	140	16[illegible]
1100	42	55	70	80	90	95	105	120	14[illegible]
1200	40	50	65	75	80	90	100	110	13[illegible]

*) Unter Zugrundelegung gebräuchlicher **Gestängegewichte** nach S. 3

**) Bei Anwendung dieser Tourenzahlen soll der Kompressio enddruck gleich der Eintrittsspannung sein.

Aus der Tabelle 205 ist ersichtlich, dass bei Eincylinder-Auspuffmaschinen mit hohem Dampfdruck sich sehr hohe Tourenzahlen anwenden lassen, wenn man die Kompression bis auf die Eintrittsspannung bringt. Letzteres macht bei **Kondensationsmaschinen** Schwierigkeiten. Legen wir z. B. eine Kondensationsmaschine von 700 mm Durchmesser, 1200 mm Hub und 7 Atm. Dampfüberdruck zu Grunde, so ist nach Tabelle 205 die zulässige Tourenzahl = 150. Bei Annahme von 25% Kompression, 10% schädlicher Raum ergiebt sich der Kompressionsenddruck zu $\frac{(0,25 + 0,1) \cdot 0,2}{0,1} = 0,7$, während wir der Massenwirkung wegen 8 Atm. abs. Enddruck haben müssten. Es bleibt uns also nichts anderes übrig, als die **Kompression auf künstliche Weise** zu erhöhen, indem wir während des Kolbenweges K (Fig. 1718) Dampf hinter den Kolben zulassen und so die Kompressionskurve auf die in Fig. 1718 dick ausgezogene Linie bringen. Die Menge des Dampfes, die wir zulassen, ist in Fig. 1718 horizontal schraffiert.

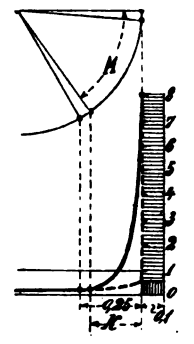


Fig. 1718.
K Nachströmung.

Querschnitt dieser Hülfsdampfleitung.

Den Querschnitt der Hülfsleitung bezw. Nachströmung kann man etwa = $^1/_{30}$ des Kanalquerschnittes im Schieberspiegel machen. Für unser Beispiel ergab sich bei 30 m Dampfgeschwindigkeit der Kanalquerschnitt zu 760 qcm.

Demnach Querschnitt der Nachströmung $= \frac{760}{30} = 26$ qcm.

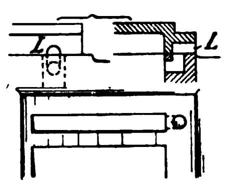


Fig. 1719—1721.
Nachströmung.

Die **Ausführung** dieser Hülfseinströmung kann nun in der Weise geschehen, dass, wie in Fig. 1719—1721 der Schieber mit einer Nute versehen ist, welche die mit dem Cylinder in Verbindung stehende Öffnung L, während des in Fig. 1718 dargestellten Kolbenweges K zum Einlassen von Frischdampf in den betreffenden Dampfkanal, bezw. hinter dem Dampfkolben öffnet und im toten Punkte wieder schliesst.

Andere Ausführungsformen für einen Muschelschieber und für Meyerschieber sind in Fig. 1722—1738 dargestellt.

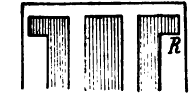


Fig. 1722.

Der Kanal in der Schieberfläche ist hier einfach an einer Stelle um ein Stück R (Fig. 1722) verlängert. Beim Muschelschieber wird natürlich nach Schluss der Einströmung noch etwas Dampf nachströmen (im Diagramm, Fig. 1723, während des Kolbenweges S), dessen Menge aber bei der in diesem Augenblick herrschenden geringen Druckdifferenz nur sehr klein sein wird.

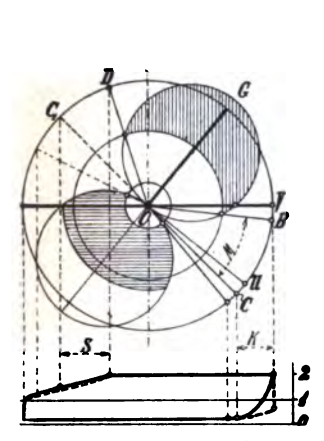


Fig. 1723. Diagramm. Nachströmung während des Kurbelweges M.

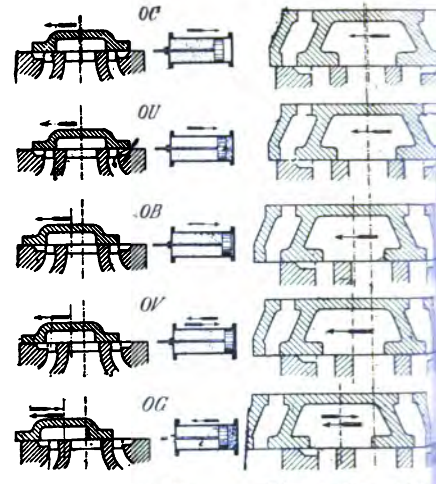
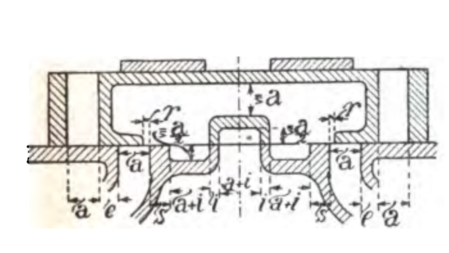


Fig. 1724—1733. Muschelschieber.

Fig. 1734—173[illegible] Doppelschieber.

Wendet man diese Methode zur künstlichen Kompression an, so verfolge man genau die einzelnen Kolbenstellungen wie oben angedeutet.



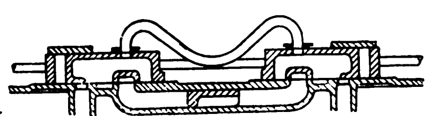


Fig. 1739—1740. Weiss.

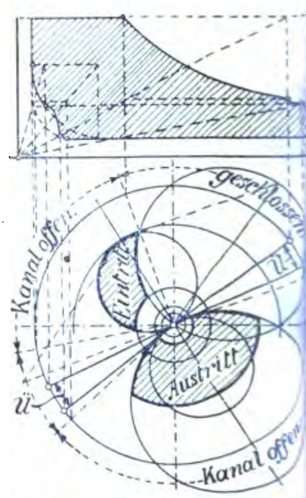


Fig. 1741. Diagramm W[illegible] Ü Überströmung.

Der Patentschieber von J. Weiss.

Weiss verbindet zur Erhöhung der Kompression den Dampfraum des expandierenden Dampfes mit dem Dampfraum der Kompression und erhöht dadurch den Kompressionsdruck. Ausführungen zeigen Fig. 1739—1741.

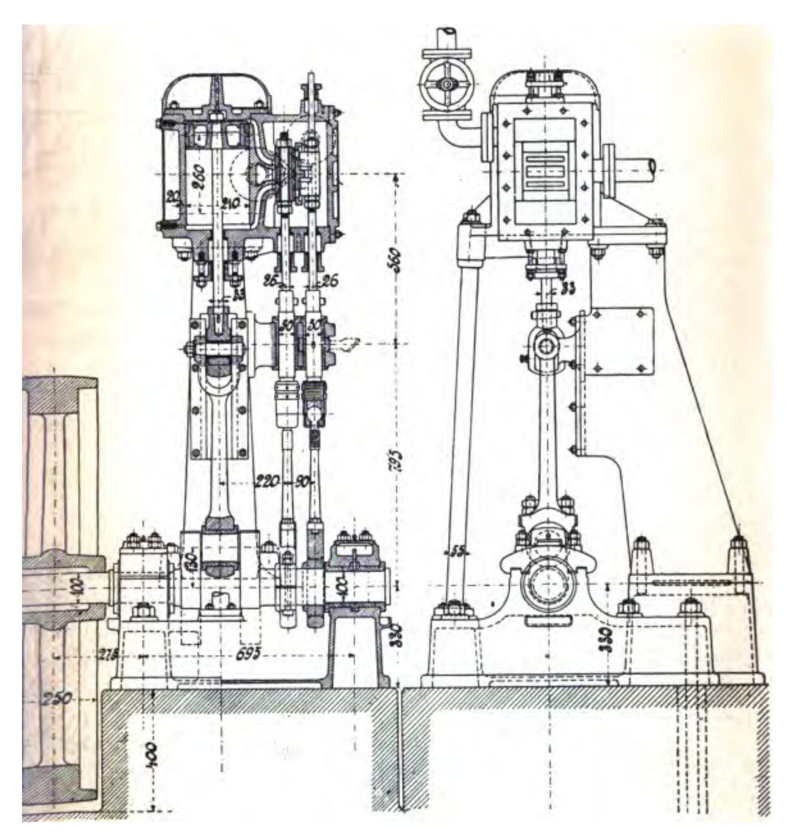


Fig. 1742—1743.
Stehender Schnellläufer gewöhnlicher Konstruktion.

Der Weisssche Schieber hat ausserdem für den Austritt doppelte Kanaleröffnungen und wird länger als der gewöhnliche Schieber. Derselbe ist ausführlich beschrieben in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1895.

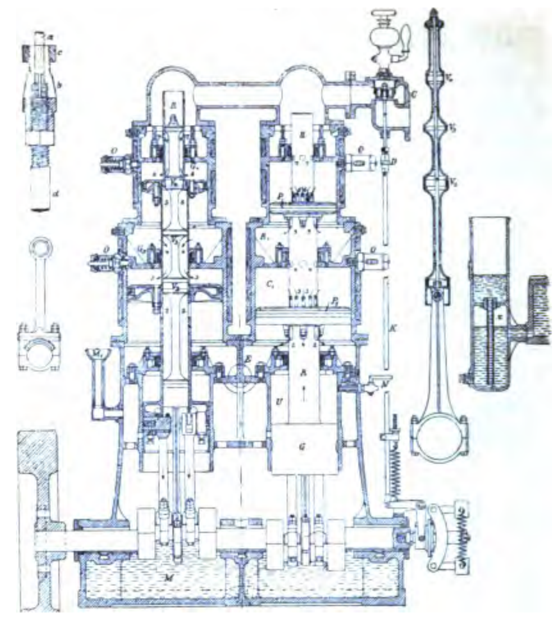


Fig. 1744—1745. Schnellläufer, System „Willans“.

K. Dampfhämmer.

Man unterscheidet: einfach wirkende (ohne Oberdampf), doppelt wirkende (mit Oberdampf) und Hämmer mit expandierendem Oberdampf. Die Konstruktion des Dampfcylinders unterscheidet sich wesentlich von der der gewöhnlichen Betriebsmaschinen. Sie sind so vielseitig, dass an dieser Stelle nur einige Ausführungen angedeutet werden können.

In Fig. 1746—1747 ist ein sogenannter Universaldampfhammer mit Expansionssteuerung nach den Patenten von Joh. Alb. Henkels,*) Solingen, gezeichnet. Statt des früheren einfachen Verteilungsschiebers verwandte man einen durch zwei Kanäle durchbrochenen Flachschieber, der mit der plungerartig ausgebildeten Schieberstange verbunden ist. Auf dem Rücken dieses Schiebers sind zwei Expansionsschieber angeordnet, welche jedoch an der Bewegung der Steuerungsorgane nicht teilnehmen, sondern stillstehen.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1891, Nr. 21.

Ihre gegenseitige Entfernung kann aber durch eine durch diese Schieber gehende Stahlspindel mit Rechts- und Linksgewinde verändert werden.

Man kann mit dieser Steuerung sowohl bei Ober- oder Unterdampf von 0 bis 1 expandieren lassen. Der Expansionsschieber kann durch ein Zahnradgetriebe durch einen unten stehenden Arbeiter verstellt werden.

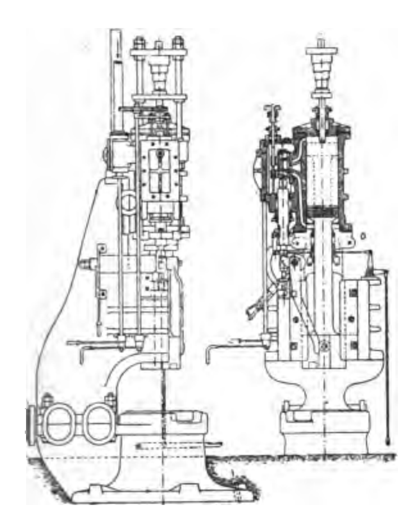


Fig. 1746–1747.
Universaldampfhammer von
J. A. Henkels, Solingen.

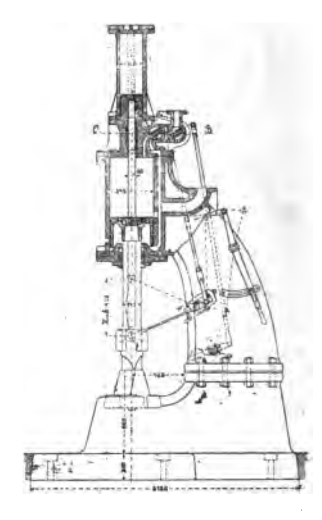


Fig. 1748.
Kompounddampfhammer von
J. E. Reinecker, Chemnitz.

Eine andere sinnreiche Konstruktion zeigt Fig. 1748. Es ist dies ein von J. E. Reinecker,*) Chemnitz, konstruierter Kompounddampfhammer. Der Hammer besitzt zwei Cylinder von verschiedenem Durchmesser übereinander, welche beide einfach wirkend sind.

Der Dampf tritt durch den Einlassschieber mit vollem Dampfdruck in den Schieberkasten. Der Zutritt zu den Cylinder wird durch eine Drehscheibe geregelt. Die erzielte Dampfersparnis soll bei vollem Hube des Hammers angeblich bis zu 50 Prozent betragen, da bei dieser Konstruktion der gesamte Oberdampf gespart wird.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1890, Nr. 52.

L. Lokomobilen.

Die **Lokomobilen** werden überall angewandt, wo man die Dampfkraft nur **vorübergehend** oder **aushülfsweise** benötigt, wie bei landwirtschaftlichen Betrieben, bei Bauunternehmungen oder wo **Raummangel** herrscht, sowie bei kleinen gewerblichen Anlagen.

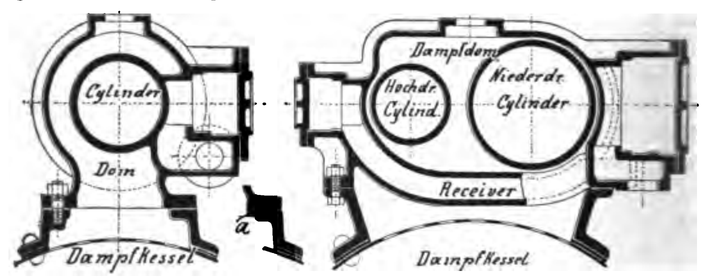


Fig. 1749—1750. Querschnitte von Lokomobilcylindern.

Bei Anwendung hochgespannter Dämpfe empfiehlt es sich, den **Cylinderfuss** mit durchgehenden Leisten *a* Fig. 1749 zu versehen, um ein Herausfliegen der Verpackung zu vermeiden, oder wie es Wolf macht, den Untersatz ganz wegzulassen und den Cylinderfuss auf den Kessel zu nieten.

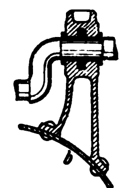


Fig. 1751.

Besondere Aufmerksamkeit ist den **Lagersätteln** Fig. 1751 zuzuwenden. Dieselben müssen eine genügend breite Auflagefläche auf dem Kessel haben, da sonst ein **Einbiegen des Kesselmantels** bei *b* eintritt.

Bei vielen Lokomobilen findet man federnde bezw. zu schwache **Kurbelachsen.** Herstellung der Kurbelachsen s. Seite 54.

Der Einfluss der Längenausdehnung auf die während des Betriebes eintretenden Spannungen ist besonders zu beachten und entsprechend auszugleichen.

Hauptsächlich der Dampfkessel bedingt je nach der Dampfspannung mehr oder weniger grosse Längenausdehnung. Die Dampfmaschine selbst ist z. B. bei Lokomobilen direkt auf den Kessel montiert, und übertragen sich demnach die Änderungen, welche die Temperatur im Kessel hervorbringt, auch auf die Dampfmaschine.

Fassen wir die in Fig. 1754 dargestellte Lokomobile ins Auge, bei welcher die gusseiserne Schlittenführung mit dem Dampfcylinder fest verbunden ist.

Der Dampfcylinder erwärmt sich während des Betriebes, ebenso der Kessel, während die übrigen Teile der Dampfmaschine eine Temperatur annehmen, durch die eine nennenswerte Längenausdehnung kaum eintritt. Es ist demnach nicht angängig, bei Fig. 1754 den auf den Kessel aufgenieteten Rahmenfuss *c* fest mit dem Rahmen zu verbinden. Man bildet deshalb den Rahmenfuss nach Fig. 1752 schlittenförmig aus, so dass eine **Verschiebung des Rahmens** in der Längsrichtung stattfinden kann. Bei der Anordnung (Fig. 1755) ist die Geradführung *G* für den Schlitten für sich auf den Kessel genietet und dadurch der Einfluss der Längenausdehnung unschädlich. Auch das Mass *b*, die Entfernung von Mitte Cylinder bis Mitte Kurbelachse, wird durch die Längenausdehnung des Kessels sehr beeinflusst.

Dieses Mass *b* sei beispielsweise bei einer Lokomobile 2,5 m, so wird die Ausdehnung während des Betriebes je nach der

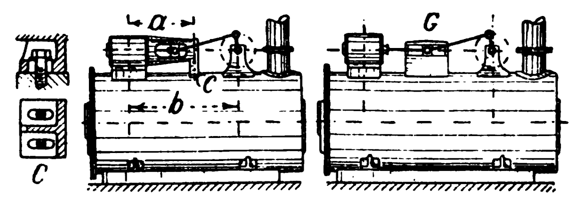


Fig. 1752—1753. Fig. 1754. Fig. 1755.

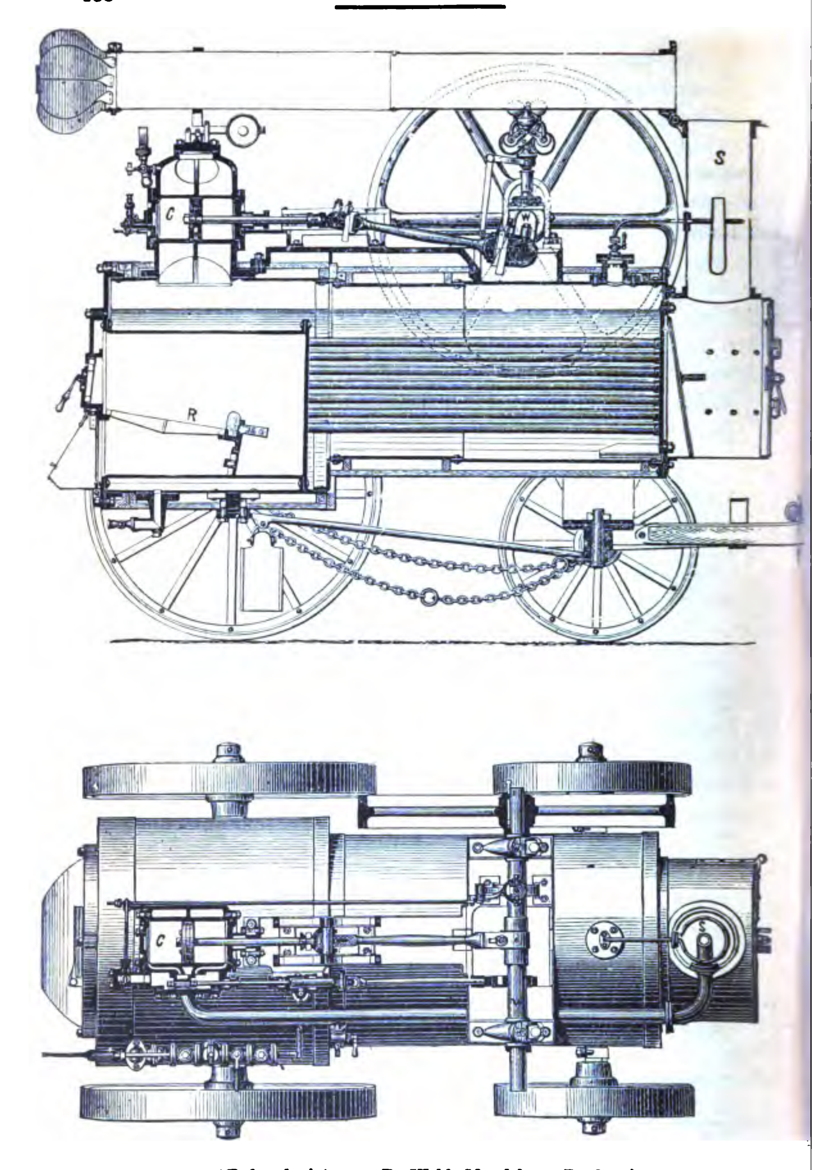
Dampfspannung 2—4 mm betragen. Auch auf diese Ausdehnung ist Rücksicht zu nehmen, indem man den Spielraum zwischen Kolben und Cylinderdeckel im kalten Zustand der Maschine verschieden gross wählt und zwar den grösseren Wert auf der vorderen Deckelseite.

Zur Gewährleistung des **Dichthaltens der Siederohre** an der vorderen Stirnwand ist es nötig, die Entfernung zwischen Feuerbrücke und Rohrwand bei runden Feuerbüchsen mindestens 400—500 mm zu machen.

Durchschnittspreise und Gewichte guter Lokomobilen.

Tabelle 207.

Pferdestärken . . . N_e		3	4	6	10	20	50	100
Stationär	Gewicht kg	1750	2400	3100	5000	10000	16000	28000
	Preis Mk.	2800	3400	4000	5800	10500	17000	26000
Fahrbar	Gewicht kg	—	2600	3400	5000	10500	—	—
	Preis Mk.	—	3600	4300	6200	11000	—	—
Preis pr. 1 m Blechschornstein . . . . . Mk.		10	12	16	20	26	34	45



(Holzschnitt von *R. Wolf, Magdeburg-Buckau.*)

Fig. 1756—1757. Fahrbare Eincylinderlokomobile.

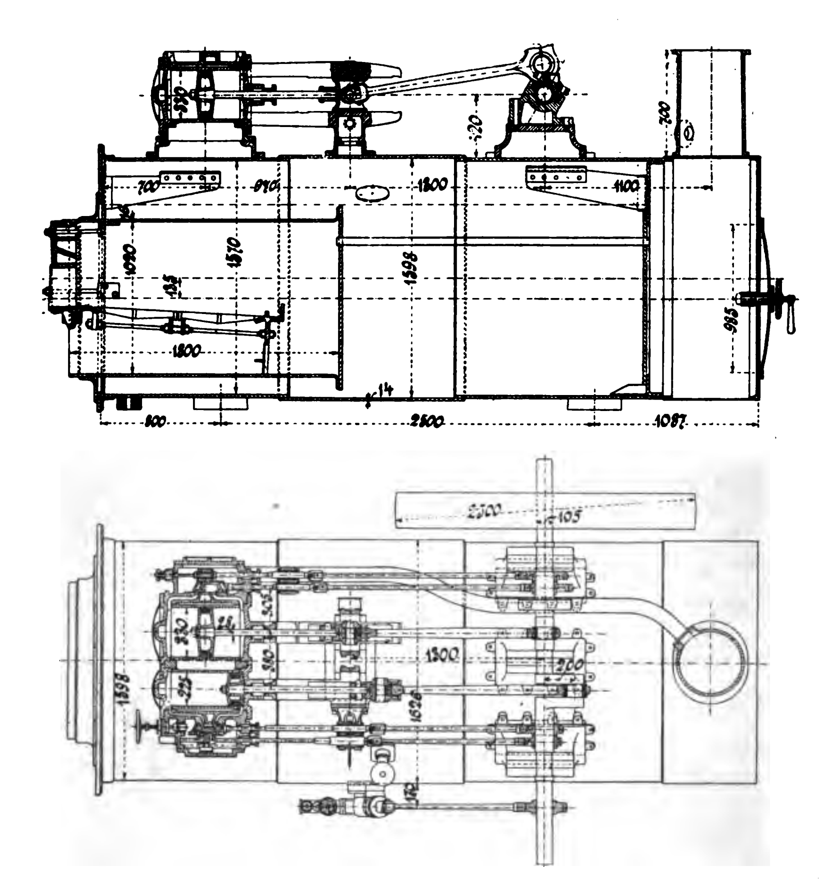


Fig. 1758—1759. Kompoundlokomobile.
Heizfläche 40 qm, Dampfdruck 8 Atm., Maschine 225/330, Hub 400, Umdrehungen 130.
(Ausgeführt nach Konstruktionszeichnungen von *Haeder.*)

Stationäre Lokomobilen werden **bis zu 150 PS.** ausgeführt. Ich hatte Gelegenheit, eine Maschine mit folgenden Hauptdimensionen zu untersuchen:

Heizfläche des Kessels 132 qm, Dampfdruck 10 Atm.

Kompoundmaschine 360 und 600 Cylinderdurchmesser, 550 hub, 95 Umdrehungen pro Minute, Leistung 150 effektive Pferdestärken.

Garantierter Dampfverbrauch 6,5 kg pro indizierte Pferdekraft und Stunde; garantierter Kohlenverbrauch 0,85 kg pro indizierte Pferdekraft und Stunde. Preis 34000 Mark.

M. Der Heissdampfmotor von Schmidt.

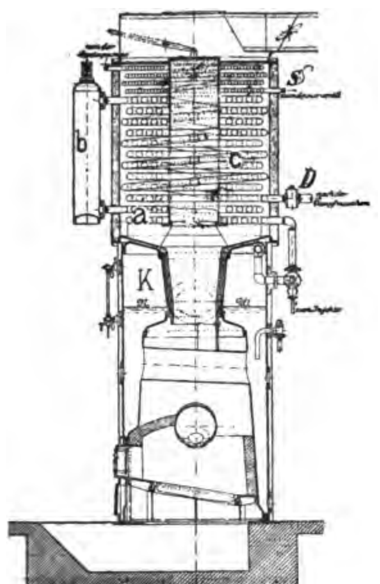


Fig. 1760. Kessel zum Schmidtmotor.

In Fig. 1760 ist ein Kessel nach System Schmidt dargestellt. Der Dampf wird in einen Lachapellekessel *K* von sehr kleiner Heizfläche (0,2 bis 0,7 qm pro Pferdekraft) gebildet und durch die abziehenden Heizgase auf 350° bis 380° **überhitzt**. Der Vorgang der Überhitzung ist folgender: Aus dem Vorüberhitzer (den unteren zwei Spiralen *a*) tritt der Dampf in ein weites, stehendes, vom Kessel entferntes Rohr *b*, den Nachverdampfer. Hier wird dem aus dem Kessel mitgerissenen Wasser Gelegenheit geboten, auf Kosten vom Wärmegehalt des überhitzten Gemisches zu verdampfen. Vom Nachverdampfer gelangt der Dampf in den **Haupt-überhitzer** *c* und wird durch die Spiralen im Gegenstrom zu den Heizgasen geführt. Der Dampf gelangt mit einer Temperatur von ca. 350° in die Maschine. Dieser **überhitzte Dampf** wirkt auf die in Fig. 1761 bis 1762 dargestellte Dampfmaschine.

Ein 10 pferd. Motor kostet ca. 6800 Mark. Garantiert wird etwa 13 kg Dampfverbrauch pr. N_e. Vorschriftsmässige Behandlung, normale Beanspruchung ist Bedingung.

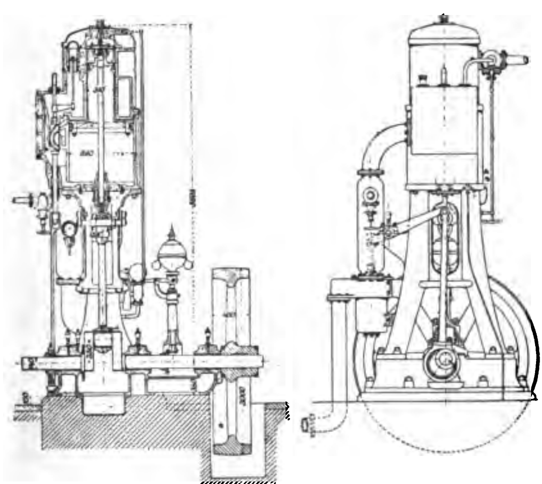


Fig. 1761 – 1762. Maschine zum Schmidtmotor.

N. Heissluft-, Gas- und Petroleummotoren.

Unter **kalorischen Maschinen** versteht man solche Maschinen, welche durch die Expansion erwärmter Gase Arbeit verrichten.

Die Erzeugung der Spannkraft der Gase, gewöhnlich der atmosphärischen Luft, kann durch feste, flüssige oder gasförmige Brennstoffe erfolgen und die Wirkungsweise kann eine geschlossene oder offene sein; d. h. die Maschine verwendet zu jedem Arbeitshube eine neue Luftmenge oder sie gebraucht dieselbe ununterbrochen. Ferner unterscheidet man noch kalorische Maschinen mit **offener** und **geschlossener** Feuerung. Zwischen beiden liegen die Gas- und Petroleummotoren, die als offene kalorische Motoren mit geschlossener Heizung ausgeführt werden.

Die grossen Abmessungen, die durch den verhältnismässig kleinen mittleren Druck der „**Heissluftmaschinen**" bedingt sind, beschränken deren Anwendung nur auf kleine Leistungen, und ist ihre Verbreitung durch die Erfindung der Gasmotoren sehr beschränkt worden. Die Verbreitung der Gasmotoren nimmt mit jedem Jahre zu, und machen dieselben schon jetzt der Dampfmaschine unter gewissen Umständen Konkurrenz.

Die **Gasmaschinen** kann man nach den ihnen unterliegenden Principien in folgende Gruppen teilen:

1. **Maschinen ohne Kompression** der Gase, welchen die ältesten Gasmaschinen zugezählt werden müssen. Bei diesen Maschinen wird Gas und Luft auf eine bestimmte Länge des Hinganges angesaugt und durch geeignete Vorrichtungen entzündet. Infolge der Verbrennung erwärmt sich das Gemenge und treibt den Kolben vorwärts, beim Rückgange werden die Verbrennungsprodukte ausgestossen. Dieses System ist gegenwärtig verlassen und an dessen Stelle traten die der folgenden Gruppen.

2. **Gasmaschinen mit gemeinschaftlicher Kompression** der Gase und der Luft. Bei diesen Maschinen wird von einer Pumpe oder auch den Arbeitskolben Luft und Gas vor der Verbrennung komprimiert, zum **Entflammen** gebracht und durch **Expansion** des erwärmten Gemisches der Kolben vorgeschoben. Durch die Verbrennung wird der Arbeitscylinder so weit erwärmt, dass ohne Kühlung desselben das Schmieröl zersetzt und so der Bestand der Maschine in Frage gestellt würde; diese Kühlung bedingt gewisse Verluste, die durch die Maschinen der letzten Gruppe vermieden werden sollen.

3. **Gasmaschinen mit gesonderter Kompression** von Gas und Luft. Werden Gas und Luft gesondert komprimiert und dem Arbeitscylinder zugeführt, so kann durch Regelung des Verhältnisses zwischen Gas- und Luftmenge die Temperatursteigung dermassen beschränkt werden, dass eine Kühlung überflüssig wird und die Verlustquelle elliminiert. Doch sind solche Motoren noch nicht im Gebrauche, obwohl dieselben von vielen Theoretikern empfohlen sind.

Die wichtigsten Maschinen der zweiten Gruppe sind die Viertaktgasmotoren, wie sie von Otto besonders durchgebildet wurden. Es soll der Arbeitsgang an Hand von einem Diagramm erklärt werden.

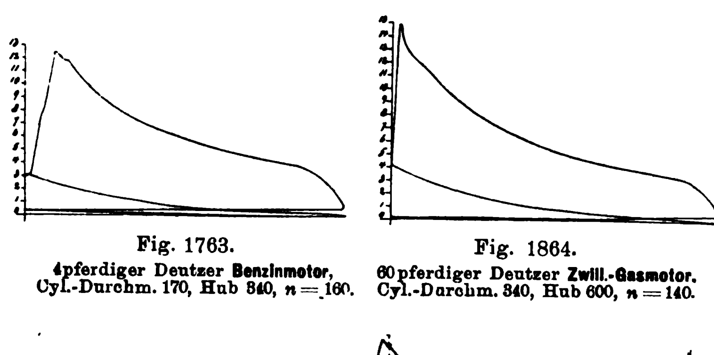


Fig. 1763.
4pferdiger Deutzer **Benzinmotor**, Cyl.-Durchm. 170, Hub 340, $n = 160$.

Fig. 1864.
60pferdiger Deutzer **Zwill.-Gasmotor**. Cyl.-Durchm. 340, Hub 600, $n = 140$.

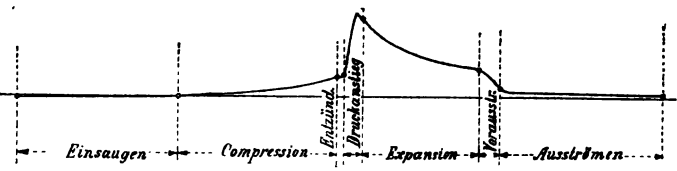


Fig. 1765. Arbeitsschema.

Bei den **Viertaktmotoren** ist der Arbeitscylinder zu gleicher Zeit Kompressor, dessen Wände durch Wasser gekühlt sind. Beim Hingange (vergl. Fig. 1765) wird zuerst Luft, dann Gas **angesaugt**, beim Rückgange des Kolbens die schichtenweise gelagerte Arbeitsfüllung komprimiert und beim nächsten Vorwärtsgange **entzündet**, die Wärme durch Expansion der Verbrennungsprodukte ausgenützt und endlich beim Rückgange **ausgestossen**. Manchmal ist die Kompressien auch von einer gesonderten Pumpe durchgeführt, es leiden aber diese Maschinen an einem geringeren Nutzeffekt, da mehr Reibung verursachende Teile existieren.

Das **Anlassen** der Gasmotoren bedingt zwei Umdrehungen von Hand. Dieser Übelstand ist in neuer Zeit durch die Anwendung von Anstellvorrichtungen zu vermeiden gesucht worden, die darauf hinauslaufen, dem Gasmotor ein Gemenge von Luft und Gas zuzuführen und zu entzünden, die Maschine arbeitet dann in den ersten Hüben wie ein Motor in der ersten Gruppe.

Preise von Gasmotoren. Tabelle 208.

Leistung . . PS	1	2	3	4	6	10	16	20	30
Preis . . . Mk.	700	900	1400	2000	2700	3500	5500	6500	8500

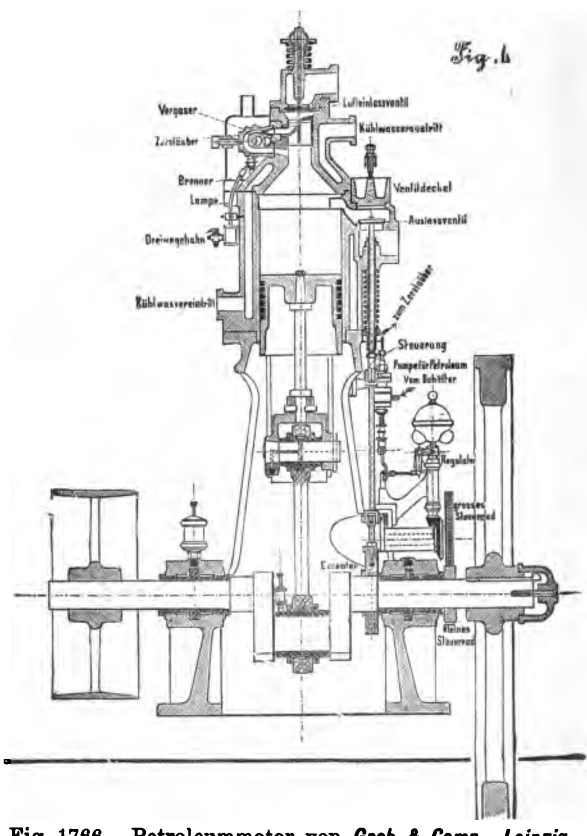


Fig. 1766. Petroleummotor von *Grob & Comp.*, *Leipzig.*

O. Wärmemotor von Diesel.

Wie schon auf Seite 3 erwähnt, wird bei den heutigen Dampfanlagen nur etwa 10% des in den Brennstoff enthaltenen theoretischen Heizwertes nutzbar gemacht; es gehen also 90% verloren.

Diesen Übelstand sollte der neue Wärmemotor von R. Diesel beseitigen.

Die unter obigem Titel im Jahre 1892 erschienene Schrift*) erregte in vielen technischen Kreisen Aufsehen. Der Verfasser betrachtet als Ziel die Konstruktion eines Motors, welcher gegenüber der heutigen schlechten Ausnutzung der Wärme, wie sie selbst in den besten Dampfmaschinen stattfindet, einen ungeheuren Fortschritt bedeuten soll. Er steuert dabei auf den sogenannten Carnotschen Kreisprozess los, welcher bekanntlich bei gegebener Maximal- und Minimaltemperatur das Maximum der Wärmeausnutzung theoretisch ermöglicht. Die gewählte Entwicklung ist so klar und interessant, dass dieselbe auch von dem, der sich für gewöhnlich nicht mit wärmetheoretischen Untersuchungen beschäftigt, mit Vergnügen und Nutzen studiert werden kann.

»Man stelle sich vor, dass eine kleine Quantität Kohle oder »flüssiges oder gasförmiges Brennmaterial in Staubform in ein »Volumen komprimierter und dadurch hocherhitzter Luft all»mählich eingeführt werde und darin spontan oder durch Ent»zündung verbrenne, dass aber dann gleichzeitig der Kolben so »zurückweiche, dass keine Temperatursteigerung eintrete, indem »die durch die einzelnen Brennstoffartikel erzeugte Wärme »durch die Abkühlung, welche die Expansion begleitet, jeweilig »augenblicklich aufgehoben wird. Die ganze Wärmeentwicklung »äussert sich daher in Form von äusserer Arbeit.«

Diesels „vollkommener Motor“ hat:

Als	obere Temperaturgrenze . .	800° C.
„	untere „ . .	20° C.
„	höchsten Druck	250 Atm. abs.
„	niedrigsten „	1 „ „

Hierbei rechnet Diesel 73% Ausnutzung, also den zehnten Teil des Kohlenverbrauches der jetzigen Anlagen!

Ausgeführt ist der Motor meines Wissens bis jetzt noch nicht.

---

*) Wir können das interessante Buch jedem zur Durchsicht empfehlen.

Abschnitt X.

Dampfkessel.*)

Haupt-Kesselsysteme.

A. Einteilung der Dampfkessel hinsichtlich der **Verwendung**

1. **Feststehende** oder stationäre Dampfkessel,
2. **Bewegliche** oder lokomobile Dampfkessel.

B. Einteilung nach dem erzeugten **Dampfdruck**

1. **Hochdruckdampfkessel** (4 bis 15 Atm.),
2. **Mitteldruckdampfkessel** (1,2 bis 4 Atm.),
3. **Niederdruckdampfkessel** (1,2 Atm.).

C. Einteilung nach System oder **Bauart**

1. **Cylinderkessel,** einfache und mehrfache, solche mit Vorwärmer und mit Sieder,
2. **Flammrohrkessel, Gallowaykessel, Rauchrohrkessel,**
3. **Heizröhrenkessel,** darunter sollen Kessel mit einer grossen Anzahl kleiner Rauchröhren verstanden sein,
4. **Kombinationen** der unter 1 bis 3 angeführten Arten,
5. **Wasserröhrenkessel,** solche, bei denen die Gase eine grössere Anzahl Siederöhren, in denen das Wasser cirkuliert, umspielen,
6. **Vertikalkessel.**

Es kann hier nicht am Platze sein, ausführlich die Dampfkessel zu behandeln. Wir wollen uns deshalb darauf beschränken, einige Angaben über die nötige **Grösse der Kessel, Raumbedarf, Gewichte** und **Preise** derselben, sowie die **Herstellungskosten des Dampfes,** anzugeben.

Die Streitigkeiten zwischen Maschinen- und Kessellieferant, in Bezug auf trockenen Dampf, legen uns immer wieder die Regel ans Herz, die Dampfkesselanlage reichlich gross zu machen, denn ein stark beanspruchter Dampfkessel wird niemals trockenen Dampf liefern, wenn man auch einen noch so grossen Dampfsammler anordnet. Die Menge des Wassers, welche ein zu stark beanspruchter Kessel mitreisst, lässt sich nur ungefähr andeuten. Die auf Seite 467 angegebenen Prozentsätze sind deshalb nur als Verhältniszahlen zu betrachten.

*) Ausführlich behandelt in „Haeder, Dampfkessel".

Heizfläche, Rostfläche, Brennmaterial.

Unter **Heizfläche** eines Kessels versteht man die **wasserberührte Fläche,** durch welche die Wärmemitteilung stattfindet, sie wird die direkte Heizfläche genannt, wenn sie unmittelbar der strahlenden Wärme ausgesetzt ist und indirekte, wenn die Wärmeübertragung bloss durch Leitung stattfindet. Die Grösse der Heizfläche hat weniger Einfluss auf die Dampfproduktion als auf die Ökonomie des Betriebes.

Heizfläche, Rostfläche, Dampfproduktion der Dampfkessel.

Tabelle 209.

Art der Verbrennung	Brennmaterial	Kilogramm pro Stunde: pro Quadratmeter Heizfläche: Kolbenkonsum $\frac{B}{H}$	Kilogramm pro Stunde: pro Quadratmeter Heizfläche: Produzierter Dampf*) $\frac{D}{H}$	Kilogramm pro Stunde: Kohlenkonsum pro qm Rostfläche $\frac{R}{B}$	Verhältnis: Heizfläche / Rostfläche $\frac{H}{R}$	Verhältnis: Rostfläche, Schornsteinfläche $\frac{R}{d^2 \frac{\pi}{4}}$	Dampfproduktion pro 1 kg Kohle*)
sehr langsam	Steinkohle	1,4	12	60	40		8,5
(Brennstoff teuer)	*Braunkohle*	*4*	*12*	*100*	*33*		*3*
langsam	Steinkohle	1,7	14	70	35		8
(für Neuanlagen)	*Braunkohle*	*4*	*14*	*150*	*25*		*3*
normal	Steinkohle	2,4	17	90	30		7
(billiger Brennstoff)	*Braunkohle*	*6*	*17*	*200*	*20*		*2,6*
gesteigert	Steinkohle	4,2	25	120	24		6
(Lokomobile etc.)	*Braunkohle*	*11*	*25*	*300*	*18*		*2,2*

Beispiel: Wieviel Dampf kann ein Kessel von 300 qm Heizfläche bei grösstmöglichster Ökonomie (also sehr langsamer Verbrennung) erzeugen? Nach Tabelle konsumiert der Kessel pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde 1,2 kg Kohlen und erzeugt 8,5 kg Dampf, im ganzen also:

$300 \cdot 1{,}4 = 420$ kg Kohlen und $300 \cdot 12 = 3600$ kg Dampf pro Stunde.

Grösse der Heizfläche in Quadratmeter pro indizierte Pferdekraft**)

unter Berücksichtigung verschiedener Maschinengattungen und der Höhe der Dampfspannungen für stationäre Maschinen.

o. C. = ohne Kondensation, m. C. = mit Kondensation.

Tabelle 210.

Dampfüberdruck . .	$p =$	3—4	5—6	7—8	10	12	14
Eincylindermaschine	o. C.	2—1,5	1,7—1,3	1,5—1,1	—	—	—
$N_i = 10 — 500$	m. C.	1,5—1	1,4—1,0	1,3—0,9	—	—	—
Kompoundmaschine	o. C.	1,2—1,0	1,0—0,9	1,0 —0,8	—	—	—
$N_i = 50 — 1000$	m. C.	1—0,8	0,8—0,7	0,9—0,7	0,7	—	—
Dreifach-Expansionsm.	o. C.	—	—	—	0,8	0,75	0,7
$N_i = 100 — 2000$	m. C.	—	—	—	0,7	0,65	0,6
Für kleinere Maschinen sind die grösseren Werte zu nehmen.							

*) Mit gutem Vorwärmer 10% mehr.

**) Für effektive Pferdestärken sind die Werte in der Tabelle mit 4/5 zu multiplizieren.

Vergleichswerte verschiedener Kesselsysteme.

Tabelle 211.

Kesselsysteme		pro Quadratmeter Heizfläche Wasserinhalt l	pro Quadratmeter Heizfläche Dampfinhalt l	pro Quadratmeter Heizfläche Wasseroberfläche qm	Dampfentwicklung	Wasser wird mitgerissen Prozent*) Betrieb normal	Wasser wird mitgerissen Prozent*) Betrieb gesteigert	Innere Kesselreinigung	Grundfläche für 1 qm Heizfläche
Walzenkessel	ohne Unterkessel	400	180	0,48	sehr langsam	0,0	0,3	sehr bequem	0,8
	1 „	300	190	0,26	langsam	0,3	0,8	„ „	0,6
	2 „	300	70	0,20	„	0,8	1,5	„ „	0,4
Flammrohrkessel	1 Flammrohr	230	70	0,22	„	1,3	2	bequem	0,66
	2 Flammrohre	200	90	0,23	„	1	1,5	„	0,4
Kombinierte Kessel	Tischbein	140	18	0,04	zieml. schnell	2,5	5	schwierig	0,15
	Weinlig	120	35	0,1	„ „	2	3	„	0,15
Heizrohrkessel	Lokomobilkessel	45	15	0,05	sehr schnell	4	7	„	0,18
	do. ohne Feuerrohr	80	20	0,07	„ „	3	6	„	0,16
	Schiffskessel	95	36	0,06	schnell	2	6	„	0,15
Wasserröhrenkessel	1 Oberkessel	70	25	0,08	„	3	7	„	0,13
	2 „	100	50	0,15	„	2	6	„	0,18
Vertikalkessel	Heizröhren	60	24	0,08	sehr schnell	3	7	„	0,1
	Querröhren	75	60	0,1	„ „	2	6	„	0.1

*) Die Zahlen bedeuten den Prozentsatz des mitgerissenen Wassers, bezogen auf das Gewicht der ganzen durch die Leitung gehenden Dampfmenge und können Anspruch auf Genauigkeit nicht machen, da die Beschaffenheit des Kesselwassers, die Höhe der Dampfspannung etc. Einfluss haben. Betreffs „normal“ und „gesteigert“ vergl. Tabelle 209.

Raumbedarf der Dampfkessel inkl. Bedienungsraum.

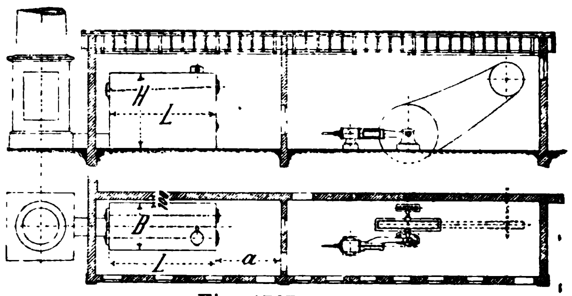


Fig. 1767—1768.

Tabelle 212. Walzenkessel, Flammrohrkessel.

Heizfläche	a	b	c	Walzenkessel mit 1 Unterkessel L	B	H	Flammrohrkessel L	B	H
6	2,6	0,8	0,4	—	—	—	2,5	1,9	1,8
8	2,7	0.8	0,4	—	—	—	3,3	2,0	1,9
10	2,8	0,9	0,4	—	—	—	3,8	2,0	1,9
15	2,9	0,9	0,4	7,2	2,0	2,4	4,4	2,1	1,9
20	3,0	0,9	0,4	8,0	2,1	2,5	5,7	2,2	1,9
25	3,1	1,0	0,5	9,3	2,1	2,6	6,5	2,3	2,0
30	3,2	1,0	0,5	9,8	2,2	2,7	7,0	2,4	2,0
35	3,3	1,1	0,6	10,3	2,2	2,7	7,5	2,5	2,1
40	3,4	1,2	0,6	10,9	2,3	2,8	7,8	2,6	2,1
50	3,6	1,4	0,7	—	—	—	8,1	2,7	2,2
60	3,7	1,5	0,7	—	—	—	8,6	2,8	2,3
80	3,9	1,7	0,9	—	—	—	10,1	3,0	2,4

Tabelle 213. Weinlig-Kessel, Wasserröhrenkessel.

Heizfläche	a	b	c	Weinlig-Kessel L	B	H	Wasserröhrenkessel L	B	H
30	3,2	1,0	0,5	—	—	—	5,0	2,1	4,0
35	3,3	1,1	0,6	—	—	—	5,2	2,2	4,1
40	3,4	1,2	0,6	—	—	—	5,4	2,3	4,2
45	3,5	1,3	0,7	—	—	—	5,6	2,4	4,3
50	3,6	1,4	0,7	—	—	—	5,8	2,5	4,4
60	3,7	1,5	0,7	—	—	—	6,0	2,6	4,5
70	3,8	1,6	0,8	—	—	—	6,1	2,7	4,6
80	3,9	1,7	0.9	—	—	—	6,2	2,8	4,7
90	4,0	1,8	1,0	6.0	3,3	4,1	6,3	2,9	4,8
100	4,1	1,9	1,1	6,5	3,4	4,2	6,4	3,0	4,9
125	4,2	2,0	1,2	6,8	3,7	4,4	6,5	3,2	5,0
150	4,3	2,1	1,3	7,2	4,0	4,7	6,6	3,5	5,2
175	4,4	2,2	1,4	7,5	4,3	5,0	6,7	3,7	5,4
200	4,5	2,3	1,5	7,7	4,7	5,3	6,8	3,9	5,6

Kesselhaus für Anlagen von 6–600 qm Heizfläche.

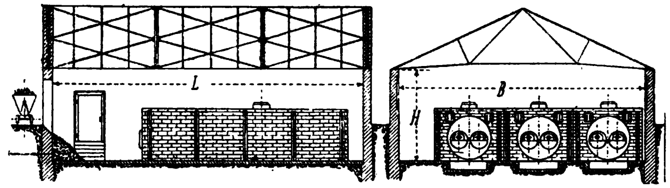


Fig. 1769—1770.

Walzenkessel, Flammrohrkessel.

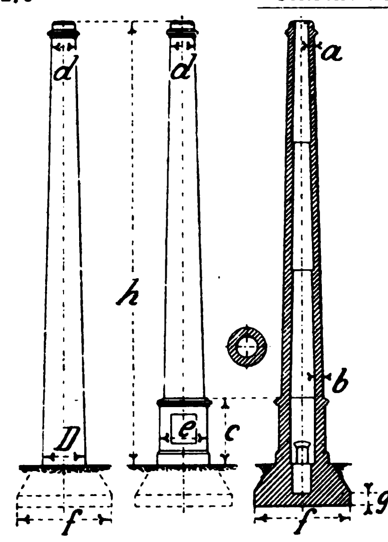
Tabelle 214.

Heizfläche qm	Anzahl der Kessel	Walzenkessel mit 1 Unterkessel *L*	*B*	*H*	Anzahl der Kessel	Flammrohrkessel *L*	*B*	*H*
6	—	—	—	—	1	5,5	2,8	3,4
10	—	—	—	—	1	7,0	3,0	3,5
15	1	10,5	3,0	4,0	1	7,7	3,1	3,5
20	1	11.4	3,1	4,1	1	9,1	3,2	3,5
30	1	13,5	3.3	4.3	1	10,7	3 5	3,6
40	1	14,9	3.6	4,4	1	11,8	3,9	3,7
50	2	12,9	5,3	4,2	1	12,4	4,2	3,8
60	2	13,5	5,5	4.3	1	13,0	4,4	3,9
80	2	14,9	5,9	4,4	1	14,8	4,8	4,0
100	3	13,8	7.7	4,3	2	12,4	6,9	3,8
150	4	14.6	10.2	4,4	2	14,2	7,5	3,9
200	5	14,9	12,8	4.4	3	13,3	10,3	3,9
300	8	14,6	19,3	4,4	4	14,6	13,3	3,9
400	10	14 9	24,3	4,4	5	14.9	16,8	4,0
500	12	14.9	28.8	4,4	7	13,9	22	4,0
600	15	14 9	35,8	4,4	8	14.2	25	4,0

Weinlig-Kessel, Wasserröhrenkessel.

Tabelle 215.

Heizfläche qm	Anzahl der Kessel	Weinlig-Kessel *L*	*B*	*H*	Anzahl der Kessel	Wasserröhrenkessel *L*	*B*	*H*
30	—	—	—	—	1	8,6	3,2	5,2
40	—	—	—	—	1	9,4	3,6	5,4
50	—	—	—	—	1	10,0	4,0	5,6
60	—	—	—	—	1	10,4	4,2	5,7
80	—	—	—	—	1	11.0	4,6	5,9
100	1	11,7	5,4	5.4	1	11.6	5	6,1
150	1	12,8	6,2	5,9	1	12,2	5,7	6,5
200	1	13.7	7,1	6,5	1	12,8	6,3	6,9
300	2	12,9	10.2	5,9	2	12,2	9,2	6,5
400	2	13,7	11.8	6.5	2	12,8	10,2	6'9
500	3	13,3	15,2	6.2	3	12,5	13,4	6,7
600	3	13,7	16,5	6,5	3	12,8	14,1	6,9



Schornsteine
für normale Verhältnisse.

Fig. 1771—1774.

In nachstehender Tabelle ist Steinkohlenfeuerung (für Neuanlagen s. Tabelle 214) angenommen.

Bei Anwendung von gelochten Radialsteinen kann die Wandstärke verkleinert werden, etwa auf 0,8 a und 0,8 b.

Tabelle 216. Masse in Meter.

Heizfläche	Höhe	Lichter Durchmesser		Äusserer Durchmesser		Wandstärke (volle Radialsteine)		Sockel		Fundament		Preis mille
qm	*h*	oben	unten	*d*	*D*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	Mark
30	**16**	0,6	1,0	0,9	1,6	0,15	0,30	3	2,1	2,2	0,6	0,5
40	**18**	0.6	1,0	0,9	1,7	0,15	0,35	3,2	2,3	2,4	0 6	0,6
50	**20**	0,65	1,1	1,05	1,8	0,2	0,35	3,4	2,5	2,7	0,6	0,9
60	**22**	0,7	1,2	1,1	2	0,2	0,4	3,6	2.6	3	0,7	1,3
80	**24**	0,8	1,3	1,2	2,2	0,2	0,4	3,8	3	3,3	0,7	1,8
105	**26**	0,9	1,5	1,3	2,4	0,2	0,45	4,1	3,2	3,6	0,7	2,0
130	**28**	1	1.7	1,4	2 7	0 2	0,5	4,4	3,4	4	0,7	2,6
170	**30**	1,1	1,9	1,5	3,0	0,2	0,55	4.7	3,9	4,4	0.7	3,3
200	**32**	1,2	2,0	1,7	3,2	0,25	0,6	5,0	4,1	4,8	0,8	4,1
250	**34**	1,3	2,2	1,8	3,5	0 25	0,65	5 3	4,5	5,2	0,8	5,0
290	**36**	1,4	2,4	1,9	3.8	0,25	0,7	5,6	4 8	5.6	0,8	6,0
350	**40**	1,5	2,6	2,1	4,1	0 3	0,75	6,0	5,1	6	0,8	7 3
400	**43**	1 6	2 8	2.2	4,4	0 3	0,8	6,4	5,4	6,4	0,8	9,0
500	**46**	1,8	3.2	2,4	4,9	0,3	0 85	6,8	5,9	6,8	0,9	11,0
650	**50**	2	3 5	2.7	5,3	0,35	0.9	7,2	6,3	7,2	0 9	14.0
*)—	*97*	*2,2*	*3,8*	*3,2*	*7,4*	*0,5*	*1,8*	—	—	*19*	*1,0*	*60*
**)—	*140*	*2,5*	*5,2*	*3,0*	*8,2*	*0,25*	*1,5*	*9*	*10*	*12*		*130*

*) Zinkhütte Hamborn } nicht für Dampfkesselbetrieb.
**) Muldenhütte Freiberg } nicht für Dampfkesselbetrieb.

Gewichte und Preise der Kessel.

Tabelle 217. Gewichte von Dampfkesseln. Kilogramm.

Heizfläche qm . .	5	10	15	20	30	50	75	100	130	160	200
Flammrohrkessel.	1700	3200	4100	5500	7000	12400	16800	22000	—	—	—
Wasserrohrkessel.	—	—	4000	4900	6200	8600	10600	13700	17000	20000	25000

Preise der Kessel, komplett mit Armaturen und Einmauerung.

Tabelle 218. Mark.

Heizfläche qm . .	5	10	15	20	30	50	75	100	130	160	200
Kessel	700	1500	2000	2800	3200	4200	5800	7200	9400	11000	13500
Armaturen . . .	480	600	700	800	900	1200	1400	1600	1800	2000	2200
Einmauerung . .	270	300	400	500	700	1000	1200	1500	1800	2000	2300
Summa Mark . .	1450	2400	3100	4100	4800	6400	8400	10300	13000	15000	18000

Preise der Schornsteine s. Seite 470.

Herstellungskosten des Kesselhauses.

Komplett inkl. Dach per Quadratmeter Grundfläche 55 Mark.

Herstellungskosten des Dampfes.

Die **Kosten** des **Dampfes** richten sich nach den örtlichen Verhältnissen, den Kohlenpreisen etc.

Als **Überschlagswerte** mögen folgende dienen:

Verzinsung . . .	4 %	vom Anlagekapital	per 100 kg Dampf 2—4 Pfg.
Amortisation . . .	6 %		
Instandhaltung . .	3 %		
Arbeislöhne .	3—8 Pfg.		per 100 kg Dampf 16—35 Pfg.
Speisewasser .	0,5—1 „		
Brennmaterial	12—26 „		

Summa per 100 kg Dampf 18—39 Pfg.

Auf die Kohlenpreise bezogen kann etwa angenommen werden:

Herstellungskosten für 100 kg Dampf:

Kleine Anlage der 30fache Preis von 1 kg Kohlen
Grosse Anlage „ 20 „ „ „ 1 „ „
Röhrenkessel kosten 15 % mehr.

Abschnitt XI.

Rohrleitungen.*)

Durchmesser der Frischdampfleitungen.

Je grösser die Maschine, also je grösser die Dampfmenge, welche durch die Leitung strömen soll, desto grösseren Querschnitt muss die Leitung haben.

Gute Verhältnisse giebt folgende Tabelle in Bezug auf Spannungsabfall, Wärmeverlust und Herstellungskosten. Die Dampfgeschwindigkeiten sind dabei wachsend mit der Grösse des Rohrdurchmessers 15—30 m pro Sekunde angenommen.

Bestimmung der Rohrdurchmesser der Frischdampfleitung.

Tabelle 219.

Rohrdurchmesser mm	Dampf pro Stunde cbm	Dampfdruck in Atm. Überdruck							
		4	5	6	7	8	9	10	11
25	21	56	66	77	84	97	100	120	130
30	34	90	100	120	140	150	170	200	220
40	70	190	220	250	300	320	350	380	420
50	120	300	370	430	500	550	600	650	720
60	190	500	600	700	700	870	900	1050	1150
70	280	700	870	1000	1100	1300	1400	1550	1700
80	400	1000	1250	1400	1600	1800	2000	2200	2400
90	500	1300	1500	1800	2000	2200	2500	2700	3000
100	700	1800	2100	2500	2800	3000	3500	3800	4000
125	1100	2900	3500	4000	4400	5000	5500	6100	6500
150	1600	4100	4900	5700	6000	7000	8000	8600	9500
175	2350	6100	7300	8500	9000	10700	12000	13000	14000
200	3000	8300	10000	11000	13000	14000	16000	17000	19000
250	5300	14000	17000	19000	22000	24000	27000	29000	32000
300	7500	20000	24000	27000	31000	35000	38000	42000	45000
		Dampfgewicht pro Stunde in Kilogramm.							

Für längere Leitungen empfiehlt es sich, den Durchmesser pro 100 m Rohrlänge um 2 % zu vergrössern.

*) Ausführlich behandelt in „Haeder, Dampfkessel“.

I. Beispiel. Für eine Auspuffmaschine von 100 Pferdestärken soll eine Rohrleitung bestimmt werden.

Die Kesselspannung sei 7 Atm. Überdruck und der Dampfverbrauch 14 kg pro Pferdestärke und Stunde.

Gesamtdampfverbrauch pro Stunde 100 · 14 = 1400 kg; demnach wird nach der Tabelle ein Dampfleitungsrohr von 75 mm für die Maschine ausreichen.

II. Beispiel. Für eine chemische Fabrik sei erfahrungsgemäss ein Cornwallkessel von 80 qm Heizfläche bei 5 Atm. Überdruck benötigt. Wie gross soll die Hauptrohrleitung sein?

Bei normalem Betriebe kann auf 1 qm Heizfläche pro Stunde 20 kg Wasser verdampft werden; demnach ist die Dampfproduktion pro Stunde 80 · 20 = 1600 kg, aus der Tabelle wird daher eine Rohrleitung von ca. 90 mm Rohrdurchmesser genügen.

Werte des Leitungswiderstandes resp. des Spannungsabfalles z

in Kilogramm pro Quadratcentimeter oder Atm. für $\frac{l}{d} = 100.$

Tabelle 220.

Dampf-überdruck p in Atm.	Dampfgeschwindigkeit u in Meter pro Sekunde								
	10	15	20	25	30	40	50	75	100
1	0,002	0,004	0,007	0,010	0,015	0,027	0,04	0,092	0,16
3	0,003	0,007	0,013	0,020	0,029	0,052	0,08	0,18	0,32
5	0,005	0,010	0,019	0,030	0,043	0,076	0,12	0,26	0,47
7	0,006	0,014	0,025	0,039	0,056	0,100	0,15	0,35	0,62
9	0,008	0,017	0,030	0,048	0,070	0,124	0,20	0,43	0,76
14	0,012	0,025	0,045	0,070	0,100	0,180	0,28	0,63	1,12

Tabelle 221. Äquivalente Rohrlängen für Ventile und Krümmer.

Durchm. . mm	25	50	70	100	125	150	200	250	300
Ventil . . m	0,6	2	4	6	8	11	16	21	27
Krümmer m	0,4	1,4	3,6	4	6	7	11	14	18

Beispiel. Eine Dampfmaschine sei vom Kessel 35 m entfernt. In der 150er Rohrleitung sind zwei Krümmer und ein Ventil angeordnet. Das äquivalente Rohr ist 35 + 2 · 7 + 11 = 60 m, also

$$\frac{l}{d} = \frac{60}{0,15} = 400,$$

die Dampfgeschwindigkeit sei . . . . $u = 30$ m,

der Dampfüberdruck im Kessel . . . . $p = 7$ Atm.,

für $\frac{l}{d} = 100$ ist der Druckverlust nach Tabelle . . . . . $z = 0,056$ Atm.,

also für $\frac{l}{d} = 400$ ist der Druckverlust . . . $z = \frac{400}{100} \cdot 0,056 = 0,224$ Atm.

Bei Annahme von $u = 75$ m Dampfgeschw. wäre $z = 0,35 \cdot \frac{400}{100} = 1,4$ Atm.

Normalien für gusseiserne

aufgestellt von dem Verein deutscher Ingenieure und

(*Friedrich Wilhelmshütte*

Tabelle

Lichter Durchm. d. Rohres D	Normale Wandstärke δ	Äusserer Durchm. d. Rohres $D1$	Durchm. des Flansches D'	Dicke des Flansches d	Breite der Dichtungsleiste b	Höhe der Dichtungsleiste h	Lochkreisdurchmesser D''	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben s		Länge der Schrauben l
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Stück	mm	"engl.	mm
40	8	56	140	18	25	3	110	4	13	1/2	70
50	8	66	160	18	25	3	125	4	15,5	5/8	75
60	8,5	77	175	19	25	3	135	4	15,5	5/8	75
70	8,5	87	185	19	25	3	145	4	15,5	5/8	75
80	9	98	200	20	25	3	160	4	15,5	5/8	75
90	9	108	215	20	25	3	170	4	15,5	5/8	75
100	9	118	230	20	28	3	180	4	19	3/4	85
125	9,5	144	260	21	28	3	210	4	19	3/4	85
150	10	170	290	22	28	3	240	6	19	3/4	85
175	10,5	196	320	22	30	3	270	6	19	3/4	85
200	11	222	350	23	30	3	300	6	19	3/4	85
225	11,5	248	370	23	30	3	320	6	19	3/4	85
250	12	274	400	24	30	3	350	8	19	3/4	100
275	12,5	300	425	25	30	3	375	8	19	3/4	100
300	13	326	450	25	30	3	400	8	19	3/4	100
325	13,5	352	490	26	35	4	435	10	22,5	7/8	105
350	14	378	520	26	35	4	465	10	22,5	7/8	105
375	14	403	550	27	35	4	495	10	22,5	7/8	105
400	14,5	429	575	27	35	4	520	10	22,5	7/8	105
425	14,5	454	600	28	35	4	545	12	22,5	7/8	105
450	15	480	630	28	35	4	570	12	22,5	7/8	105
475	15,5	506	655	29	40	4	600	12	22,5	7/8	105
500	16	532	680	30	40	4	625	12	22,5	7/8	105
550	16,5	583	740	33	40	5	675	14	26	1	120
600	17	634	790	33	40	5	725	16	26	1	120
650	18	686	840	33	40	5	775	18	26	1	120
700	19	738	900	33	40	5	830	18	26	1	120
750	20	790	950	33	40	5	880	20	26	1	120

Flanschenröhren vom Jahre 1882,

dem deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern.
in Mülheim a. d. Ruhr.)

222.

Durchm. des Schraubenlochs s^1	Übliche Baulänge	Gewicht eines glatten Rohrstücks von 1 m Länge	Gewicht eines Flansches nebst Anschluss	Gewicht eines Rohres von vorstehender Baulänge	Gewicht pro lauf. m bei vorstehender Baulänge	Verstärkte Wanddicke δ	Gewicht eines Rohres von vorsteh. Baulänge, abgerundet
mm	m	kg	kg	kg	kg	mm	kg
15	2	8,75	1,89	21,28	10,64		
17	2	10,57	2,41	25,96	12,98		
17	3	13.26	2,96	45,70	15,23		
17	3	15,20	3,21	52,02	17,34		
17	3	18,24	3,84	62,40	20,80		
17	3	20,29	4,37	69,61	23,20		
21	3	22,34	4,96	76,94	25,65		
21	3	29,10	6,26	99,82	33,27	10,5	108
21	3	36,44	7,69	124,70	41,57	11	135
21	3	44,36	8,96	151,00	50,33	11,5	163
21	3	52,86	10,71	180,00	60,00	12	194
21	3	61,95	11,02	207,89	69,30	13	231
21	4	71,61	12,98	312,40	78,10	14	358
21	4	81,85	14,41	356,22	89,06	14	394
21	4	92,68	15,32	401,36	100,34	15	456
25	4	104,08	19,48	455,28	113,82	16	529
25	4	116,07	21,29	506,86	126,72	16	570
25	4	124,04	24,29	544,74	136,19	17	646
25	4	136,89	25,44	598,44	149,61	18	725
25	4	145,15	27,64	635,88	158,97	18	770
25	4	158,87	29,89	695,26	173,82	19	858
25	4	173,17	32,41	757,50	189,38	20	950
25	4	188,04	34,69	821,54	205,39	21	1047
28,5	4	212,90	44,28	940,16	235,04	22	1213
28,5	4	238,90	47,41	1050,42	262,61	23	1375
28,5	4	273,86	50,13	1195,70	298,93	24	1548
28,5	4	311,15	56,50	1357,60	339,40	25	1737
28,5	4	350,76	59.81	1522,66	380.67	26	1929

D' D'' h b d D D_1 δ

Fig. 1775.

Für Dampfdruckleitungen, welche Ausdehnungen und Zusammenziehungen durch Warm- und Kaltwerden ausgesetzt sind, ist es zu empfehlen, namentlich die Röhren von 125 mm l. W. an nach den beigedruckten verstärkten Wanddicken zu nehmen.

Wandstärken für Röhren **mit hohem Druck** s. S. 495.

Wandstärken der Dampfleitungsrohre aus Kupfer.

Tabelle 223. Für inneren Druck.

Lichter Rohr-Drchm.	Dampfüberdruck in Atm.									
d	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
40	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	**2,0**	2,0	2,0	2,5
50	"	"	1,5	"	"	2,0	"	"	2,5	"
60	"	1,5	"	"	2,0	"	"	2,5	"	"
70	1,5	"	"	2,0	"	"	**2,5**	"	"	3,0
80	"	"	2,0	"	"	2,5	"	"	3,0	"
90	"	2,0	"	"	2,5	"	"	3,0	"	"
100	2,0	"	"	2,5	"	"	**3,0**	"	"	3,5
125	"	"	2,5	"	"	3,0	"	"	3,5	"
150	"	2,5	"	"	3,0	"	"	3,5	"	"
175	2,5	"	"	3,0	"	"	**3,5**	"	"	4,0
200	"	"	3,0	"	"	3,5	"	"	4,0	"
225	"	3,0	"	"	3,5	"	"	4,0	"	5,0
250	3,0	"	"	3,5	"	"	**4,0**	"	5,0	"
275	"	"	3,5	"	"	4,0	"	5,0	"	"
300	"	3,5	"	"	4,0	"	**5,0**	"	"	6.0

Die **fettgedruckten** Wandstärken sind für Dampfüberdruck von 5 bis 7 Atm. üblich.

Flanschenverbindungen für schmiedeeiserne Rohre.

Fig. 1776—1779.

Tabelle 224. mm.

d	*D*	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*		*i*
33,5	38	2,25	50	12	8	96	68	3	12	55
36,5	41,5	2,5	54	12	8	99	71	3	12	55
39,5	44,5	2,5	57	12	8	103	75	3	12	55
43,5	47,5	2,5	60	12	8	106	78	3	12	55
45,5	51	2,75	65	13	10	116	84	3	14	63
48,5	54	2,75	68	13	10	121	89	3	14	63
51,5	57	2,75	72	13	10	124	92	3	14	63
54	60	3	75	13	10	129	97	3	14	63
57,5	63,5	3	80	15	12	133	101	3	14	71
64	70	3	86	15	12	140	108	4	14	71
70	76	3	94	15	12	146	114	4	14	71
74	83	3,5	100	15	12	163	126	4	17	74
82	89	3,5	108	16	14	169	132	4	17	80
88	95	3,5	115	16	14	175	138	4	17	80
94,5	102	3,75	122	16	14	185	148	4	17	80
100,5	108	3,75	128	16	14	191	154	4	17	80
106,5	114	3,75	135	16	14	197	160	4	17	80
112,5	121	4,25	142	16	14	204	167	4	17	80
118,5	127	4,25	150	18	16	226	179	4	21	94
124,5	133	4,25	156	18	16	231	184	4	21	94
131	140	4,5	164	18	16	239	192	4	21	94
137	146	4,5	170	18	16	245	198	6	21	94
143	152	4,5	176	18	16	254	207	6	21	94
150	159	4,5	185	20	16	261	214	6	21	98

Kostenvoranschlag für Frischdampfleitung

für 7 Atm. Druck pro lauf. Meter incl. Flansch (ohne Krümmung).

Tabelle **225.** Mark.

Rohrdrchm. *d*	40	60	80	100	125	150	200	250	300
Gusseisen . .	3	4	5	7	11	15	25	35	45
Schmiedeeisen	4	6	8	12	17	23	35	50	60
Kupfer . . .	7	12	17	23	35	45	70	95	120

Federrohre und **Krümmer** s. Tabelle 227.

Beispiel. Eine Rohrleitung aus Kupfer hat 60 mm Durchmesser ist 80 m lang und hat 8 Krümmer.

Nach Tabelle 225 kostet die gerade Leitung 80 · 12 = 960 Mk.,
„ „ 227 kosten die 8 Krümmer 8 · 6 = 48 „
Summa 1008 Mk.

Die Umkleidung dazu würde pro laufenden Meter 2,80 Mk. kosten.

Ausdehnung der Rohrleitung.

Durch die Wärme des Dampfes wird sich die Rohrleitung ausdehnen und zwar umsomehr, je heisser der Dampf ist, also je höhere Spannung derselbe hat.

Längenausdehnung der Dampfleitungen

in Millimeter pro lfd. Meter Rohrstrang. **Tabelle 226.**

Material der Rohrleitung . . .	Dampfdruck im Rohr 4	6	8	10	15
Guss- oder Schmiedeeisen . mm	1,6	1,8	1,9	2	2,2
Kupfer . . . . „	2,7	2,8	3	3,1	3.4

Beispiel. Eine Rohrleitung von 50 m Länge aus Kupfer wird sich ausdehnen:

bei 4 Atm. Betriebsdruck 50 · 2,7 = 135 mm
„ 10 „ „ 50 · 3,1 = 155 „

Kompensationsrohre (Federrohre).

Die **einfachste** und **billigste** Anordnung, um die Ausdehnung in der Rohrleitung zu kompensieren, ist in Fig. 1780—1781 dargestellt. Die Ausgleichung erfolgt durch Verdrehen der beiden Flanschenpaare, weswegen die Löcher für die Schrauben elliptisch gefeilt sind. Die erwähnte Verdrehung beschädigt aber bei schlechter Montage die Dichtungsringe leicht, und überträgt man oft die Verdrehung auf eine grössere Anzahl Rohre.

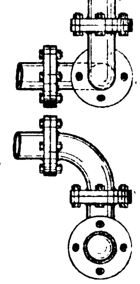


Fig. 1780—1781.

Aus diesen Bemühungen ist die in Bergwerken häufig gefundene Konstruktion Fig. 1782—1783 hervorgegangen.

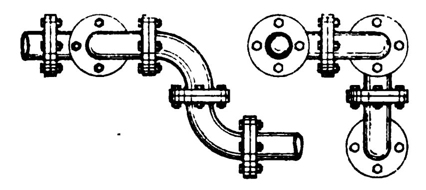


Fig. 1782—1783.

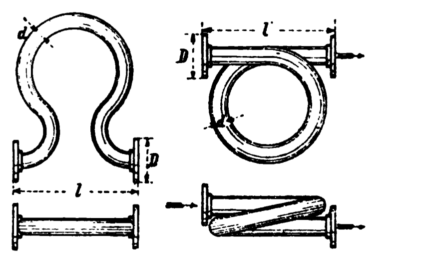


Fig. 1784—1787.

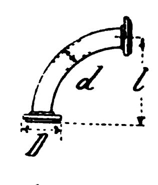


Fig. 1788.

Federrohre und Rohrkrümmer aus Kupfer

für Dampfleitungen von 7 Atm. Überdruck.

Tabelle 227.

Rohrdurchmesser *d* mm	Federrohre aus Kupfer für eine Längenausdehnung von 50 mm *l*	50 mm Preis Mk.	100 mm *l*	100 mm Preis Mk.	Knierohre aus Kupfer Fig. 1788 *l*	Preis Mk.	Flanschen abgedreht Äuss. Drchm. *D*	Preis pr. Paar Mk.
40	500	*20*	500	*20*	140	*4*	150	*4*
60	500	*30*	600	*40*	160	*6*	175	*5*
80	600	*50*	700	*60*	180	*8,5*	200	*6*
100	750	*90*	800	*110*	200	*15*	230	*8*
150	1000	*160*	1000	*200*	250	*28*	290	*13*
200	1000	*250*	1250	*350*	300	*45*	350	*18*
250	1250	*360*	1500	*540*	350	*65*	400	*20*
300	1250	*520*	1600	*800*	400	*90*	450	*22*

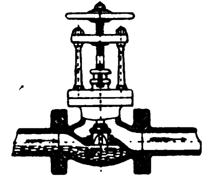
Montage der Absperrventile.

Die Absperrventile sind so anzuordnen, dass der Dampf **unter das Ventil tritt,** da sich sonst das Ventil bei vollem Dampfdruck zu schwer öffnen und die Stopfbüchse unter Dampfdruck sich nicht dichten lässt. Einige Specialkonstruktionen, wie z. B. das Ventil von Daelen, lassen auch die umgekehrte Anordnung zu.

Dampfabsperrventile, welche dicht am Dampfcylinder sitzen und bei denen der Dampf stossweise durchströmt, müssen besonders gut konstruiert sein.

Wassersäcke in der Rohrleitung

entstehen durch unrichtigen Einbau der Ventile (Fig. 1789—1790), verursachen **Geräusch** und **Gepolter** (durch den Kampf des Wassers mit dem Dampfe) verengen den freien Querschnitt und erzeugen **Spannungsabfall,** so dass der Dampf in der Maschine zeitweise viel weniger Druck hat als im Kessel.



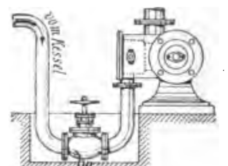


Fig. 1789—1790.

Falsche Anbringung (Fig. 1789—1790) des Absperrventiles in horizontaler Leitung. Bei *w* bildet sich ein **Wassersack** und ruft die eben gerügten Übelstände hervor.

Richtige Anbringung (Fig. 1791—1792). Durchgangsventile müssen um 90° verdreht eingebaut werden, so dass die **Ventilspindel horizontale Lage hat;** dass sich bei *v* ansammelnde Wasser kann den freien Durchgang des Dampfes nicht beeinträchtigen.

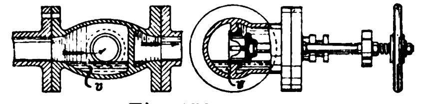


Fig. 1791—1792.

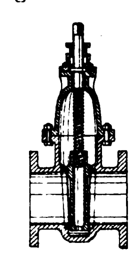


Fig. 1793.
Dampfschieber.

Durch den Dampfschieber (Fig. 1793) wird ebenfalls ein Wassersack vermieden.

Man merke sich also folgende Regel:

Durchgangsventile müssen mit horizontal liegender Spindel eingebaut werden.

Montage der Leitung.

In der **irrigen Meinung,** dass das in der Rohrleitung sich bildende Kondenswasser in den **Kessel zurückfliessen** wird, findet man Leitungen ausgeführt, welche nach dem Kessel zu Fall haben (Fig. 1794). Es ist dieses grundfalsch, da die Erfahrung zeigt, dass bei den gebräuchlichen Dampfgeschwindigkeiten **ein Laufen des Wassers gegen den Dampfstrom unmöglich ist.**

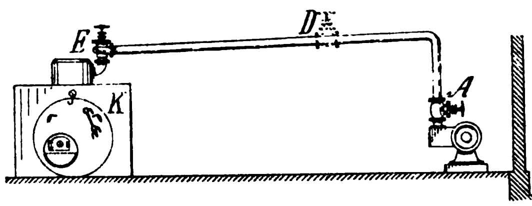


Fig. 1794. Unrichtige Neigung.

Richtige Neigung der Leitung.

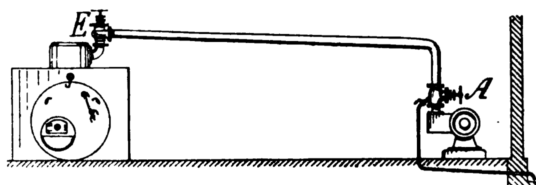


Fig. 1795. Richtige Neigung.

Gefälle nach der Maschine zu, etwa 1 : 500 bis 1 : 100, also auf 1 m Rohrlänge 2 bis 10 mm Fall.

Es gilt als zweite Regel:

Die Frischdampfleitung ist mit Gefälle nach der Maschine zu zu legen.

Entwässerung der Dampfleitung.

Es ist dafür zu sorgen, dass das in der Rohrleitung sich bildende **Kondenswasser nicht in die Maschine gelangt.**

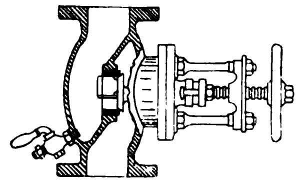


Fig. 1796. Entwässerung vertikaler Leitung.

Dieses erreicht man bei kleinen Anlagen und kurzer Rohrleitung, welche vertikal in den Schieberkasten einmündet, am einfachsten durch Anbringen eines Kondenshahnes am Absperrventile (Fig. 1796).

Dieser Kondenshahn wird geöffnet, bevor das Ventil an der Maschine aufgedreht wird. Während des Anwärmens des Cylinders lässt man den Hahn etwas offen.

Als Regel mag gelten:

Am tiefsten Punkt der Rohrleitung ist für Entwässerung derselben zu sorgen.

Wasserabscheider und Dampftrockner.

Mit der Länge der Rohrleitung wächst auch die Menge des sich bildenden Kondensationswassers, auch ist dem Umstand Rechnung zu tragen, dass aus dem Kessel sehr häufig während des Betriebes vom Dampf Wasser mitgerissen wird. Um nun zu verhüten, dass dieses Wasser in die Maschine gelangt, werden **Wasserabscheider** (auch Dampftrockner genannt) in die Rohrleitung eingeschaltet.

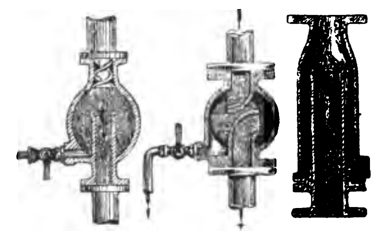


Fig. 1796—1798.
Typen von Wasserabscheidern für vertikale Leitungen.

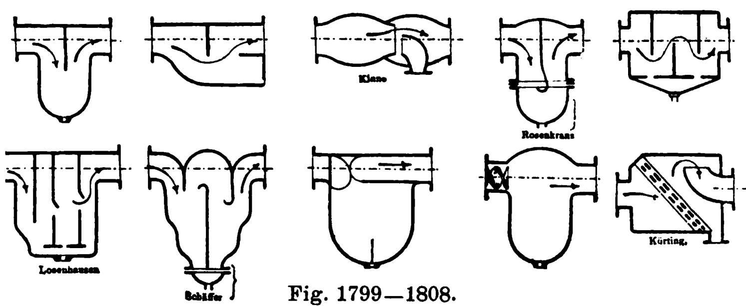
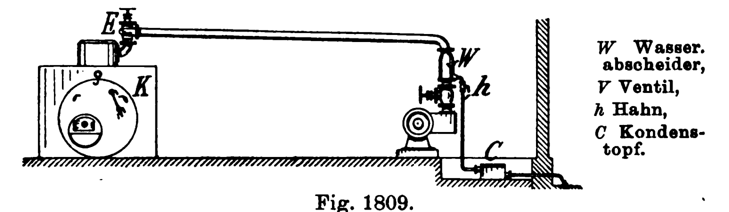


Fig. 1799—1808.
Typen von Wasserabscheidern für horizontale Leitungen.



W Wasserabscheider,
V Ventil,
h Hahn,
C Kondenstopf.

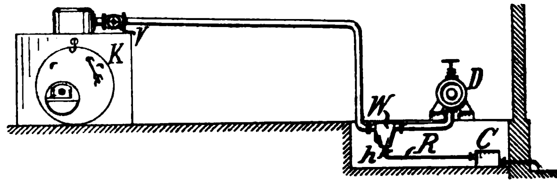
Fig. 1809.
Anordnung der Wasserabscheider in vertikalen Leitungen.

Der Kondenshahn *h* wird am besten mit einem **Wasserableiter** (Kondenstopf) *C* verbunden, welcher das Wasser selbstthätig entfernt.

Kurze horizontale Leitungen.

Für den Fig. 1810 dargestellten Fall einer Leitung unter 40 m Länge und guter Umhüllung genügt ein Wasserabscheider *W*, welcher an der **tiefsten Stelle** der Leitung anzubringen

ist. Liefert der Kessel jedoch nassen Dampf, wie z. B. Röhrenkessel und Vertikalkessel mit forciertem Betriebe, so ist noch die Anbringung eines guten Wasserabscheiders in der Nähe des Dampfkessels erforderlich.



K Kessel. *D* Dampfcylinder, *W* Wasserabscheider, *h* Hahn, *R* Verbindungsrohr, *C* Kondenstopf.

Fig. 1810. Wasserabscheider für horizontale Leitung.

Wasserableiter (sogenannte Kondenstöpfe).

Das vom Wasserabscheider aufgefangene Wasser wird durch das Rohr *R*, Fig. 1810, dem **Kondenstopf** zugeführt. Dieser leitet es selbstthätig ins Freie oder in einen Kanal. Der Apparat wirkt in der Weise, dass sich der Abfluss für das Kondenswasser. selbstthätig öffnet und der Apparat sich entleert, sobald sich eine gewisse Menge Wasser angesammelt hat.

Grösse der Kondenstöpfe.

Die Menge des sich in der Rohrleitung bildenden Kondenswassers kann man nach folgender Tabelle bestimmen.

Kondenswasser pro Quadratmeter Rohr Innenfläche in Kilogr. pro Stunde.

Tabelle 229.

Material der Umhüllung	Dicke der Lage	Preis pro qm	Dampfdruck in Atm. 2–3	4–5	6–7	8–9	10–12	13–15
Nacktes Rohr . .	—	—	3	4	4,5	5	5,5	6
Stroh	15	3	1.0	1.3	1,6	2,0	2,2	2,6
Kieselguhr . . .	20	6	0,7	0.9	1,1	1,2	1,3	1,4
Kork	40	9	0,5	0,7	0 8	0,9	1,0	1,2
Seide	20	10	0,4	0,5	0.6	0.7	0.8	1,0

Für nicht umhüllte Flanschen 20% mehr.

Beispiel. Länge der Leitung 200 m, Durchmesser 150 mm, $p = 6$ Atm Flanschen nicht umhüllt, ergiebt für Kieselguhr 20 mm dick:

$$\overbrace{200 \cdot 0{,}15 \cdot \pi \cdot 1{,}1}^{\text{Rohr}} + \overbrace{0{,}2 \cdot 200 \cdot 0.15\,\pi \cdot 1{,}1}^{\text{Flanschen}} = \sim 125 \text{ kg}$$

Kondenswasser pro Stunde.

Bei der Wahl der Grösse des Kondenstopfes nehme man für die in den Prospekten angegebene Leistung nur die Hälfte an.

Die Rohrleitung für die Kesselspeisung.*)

Zur **Kesselspeisung** sind polizeilich vorgeschrieben: Zwei voneinander unabhängige Speisevorrichtungen.

Diese können bestehen aus:

1) einer Maschinenspeisepumpe und einer Handpumpe,
2) „ „ „ einem Injektor,
3) „ „ „ einer Dampfpumpe,
4) „ Dampfpumpe und einer Handpumpe,
5) „ „ „ einem Injektor,
6) zwei Injektoren,
7) einem Injektor und einer Handpumpe.

Die mit 1, 4, 7, angegebenen Speisevorrichtungen sind nur für kleinere Kessel zulässig.

Durchmesser der Speiseleitungen.

Tabelle 230.

Pferdekräfte . . . . . N_e	10	15	25	40	60	80	100	150
Drchm. f. Maschinen- u. Dampfp.	26	35	45	50	60	65	70	80
„ f. Injektor u. Handpumpe	15	18	20	25	33	40	45	50

Die **Saughöhe** der **Injektoren** kann bei kaltem Wasser und nicht zu langen Leitungen bis zu 6 m gesteigert werden. Die Temperatur des Speisewassers kann bis zu 60° C. betragen, und erhöht der Injektor dieselbe um ca. 50° C.

Vor dem **Eintritt der Speiseleitung in den Kessel** ist ein Windkessel anzuordnen.

Röhren- und Plattenvorwärmer, durch Abdampf geheizt.

Heizfläche der Röhrenvorwärmer

für 50° Temperaturerhöhung $^1/_{10}$ der Heizfläche des Kessels
„ 70° „ $^1/_7$ „ „ „ „

Fassungsraum ca. 0,8 der stündlich erforderlichen Speisewassermenge.

Kosten der Vorwärmer pro Quadratmeter Kesselheizfläche zehn Mark.

---

*) s. auch Abschnitt XIII „Pumpen".

Abschnitt XII.*)

Brems- und Indikatorversuche.**)

Mit Hülfe der **Indikatorversuche** lässt sich die indizierte Leistung einer Dampfmaschine ermitteln und das Funktionieren der Steuerung kontrollieren. Handelt es sich um Feststellung der effektiven Leistung, so sind noch Bremsversuche notwendig, und verwendet man dazu den Pronyschen Zaum, Fig. 1811.

Es sei:

G das angehängte Gewicht in Kilogr.,
l der Hebelarm in Meter,
n die Tourenzahl pro Minute, so ist die effektive Leistung der Maschine

$$N_e = \frac{\pi n l}{30 \cdot 75} \cdot G.$$

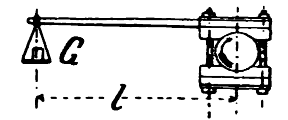


Fig. 1811.

Das Gewicht des Hebels wird ausbalanciert.

Gleichzeitig mit den Bremsversuchen sind in bestimmten Zwischenräumen Indikatordiagramme zu nehmen und nach letzteren das durchschnittliche N_i zu bestimmen, es ist dann der Nutzeffekt:

$$\eta = \frac{N_e}{N_i}.$$

Indikatoren.

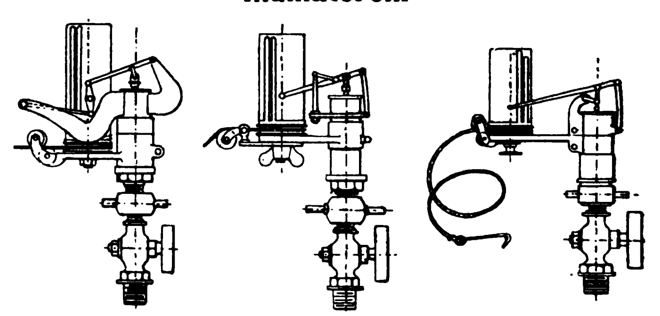


Fig. 1812. *Richards.* Fig. 1613. *Thompson.* Fig. 1814. *Crosby.*

Zur Reduktion des Kolbenhubes auf den Umfang der Papiertrommel ist ein Hubverminderer oder ein Hubreduktionsapparat einzuschalten.

*) Ausführlich behandelt in „Haeder, Der Indikator“.
**) Konstruktion der Diagramme s. Seite 164.

Man nehme:

$L = {}^5/_4\, H,\; c = 0{,}3\, H,$

dann wird bei einer Diagrammlänge l

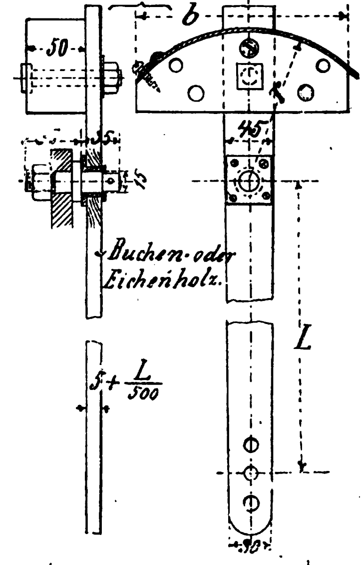
$r = {}^5/_4\, l\; (l = 80 - 120\,\text{mm})$

$b = 180$ mm.

Je kleiner L und c, desto ungenauer wird das Diagramm, bei unendlich langem L wird das Diagramm vollkommen.

Für Untersuchungen, welche ein möglichst genaues Resultat ergeben sollen, ist $L = 2\,H$ zu nehmen.

Handelt es sich nur um Untersuchung der



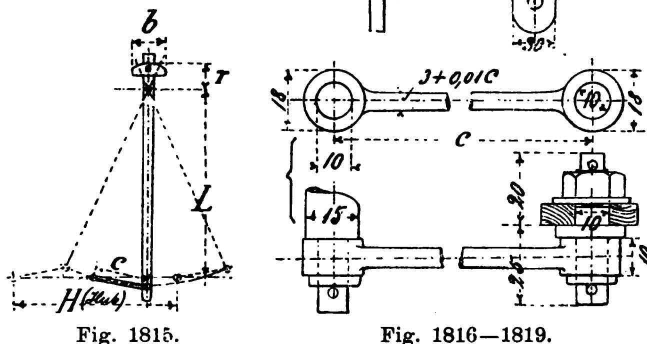


Fig. 1815. Fig. 1816—1819.

Steuerung, so ist es zweckmässig, die beiden Cylinderenden vermittelst Rohre und einem **Dreiweghahn** (Fig. 1823) zu vereinigen, die dadurch erhaltenen **Doppeldiagramme** (Fig. 1820) lassen eine Verschiedenheit in den Füllungsgraden etc. leicht erkennen.

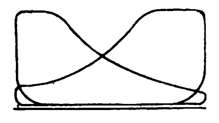


Fig. 1820.

Bei ganz genauen Untersuchungen und langen Cylindern kann jedoch die Rohrleitung zum Indikator von schädlichem Einfluss auf das Diagramm werden und empfiehlt es sich, in diesem Falle **zwei** Indikatoren (Fig. 1822) zu verwenden.

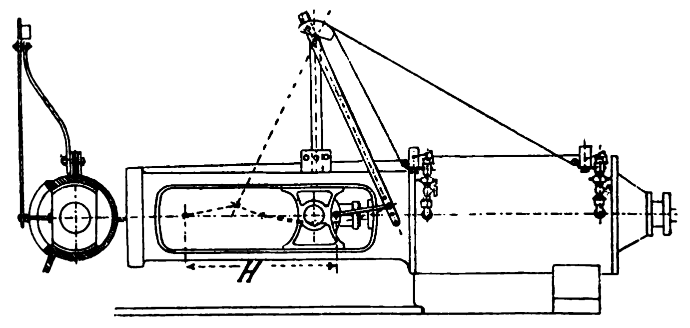


Fig. 1821—1822. Mit Hülfshebel.

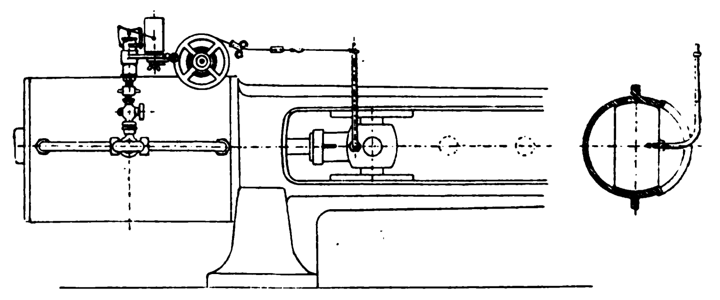


Fig. 1823—1824. Mit Hubreduktionsapparat.

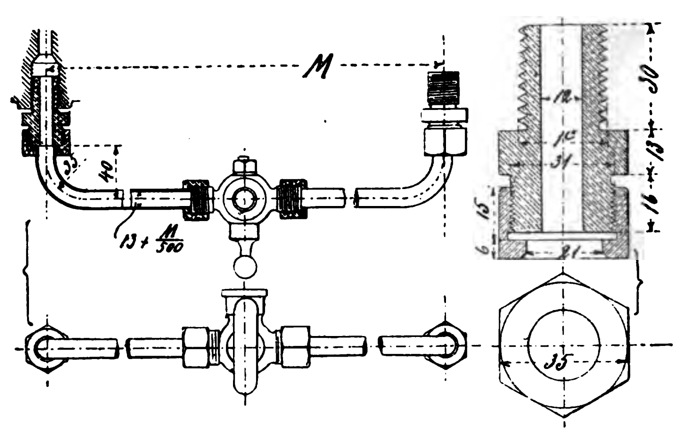


Fig. 1825—1826. Fig. 1827—1828

Die **Nocken** an den Cylinderenden haben meist 1" engl. Gewinde und ist in Fig. 1827—1828 ein für den Anschluss der Rohre passender Stopfen angegeben. Die Dichtung zwischen Stopfen und Rohren geschieht mittels Bleischeiben, dieselben müssen **genügend grosse Löcher** haben und dürfen nicht zu stark sein, da sonst ein Zusammendrücken derselben beim Anziehen der Überwurfmuttern und somit ein **Verengen** der **Durchgangsöffnung** stattfindet.

Hauptgesichtspunkte bei Indikatorversuchen.

Nach Anbringung des Indikatorhahnes und der Rohre sind letztere gehörig **auszublasen** durch langes Offenlassen des Hahnes während des Ganges der Maschine, alsdann sehe man nach dem Dampfdruck des Kessels zur Einsetzung der **richtigen Feder.** Die Federn sind gewöhnlich gezeichnet und bedeutet z. B. 6 kg, dass die Feder **nur** für einen Dampfüberdruck bis zu 6 kg pro Quadratcentimeter also 6 Atm. verwendet werden darf. Nachdem die gewählte Feder eingesetzt ist, wird der Indikator auf den Hahn gesetzt und der Antrieb der Indikatortrommel durch die Schnur geregelt.

Dass die Trommel auf keiner Seite anstösst, ist auch während der Versuche öfters zu kontrollieren. Die Länge der Schnur wird durch das **Holzplättchen** mit 4 Löchern (Fig. 1829—1830) bequem geregelt.

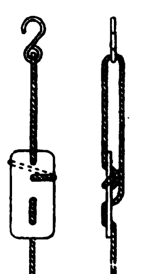


Fig. 1829—1830.

Vor dem Aufstecken des Papiers falte man dasselbe an den Enden etwas um, dieses erleichtert das Aufstecken und Glattspannen des Papieres.

Man hake nun zuerst die Schnur ein und ziehe die **atmosphärische Linie** durch sanftes Aufdrücken des Schreibstiftes, während der Indikatorhahn geschlossen bleibt, öffne den letzteren und drücke den Schreibstift abermals an, etwa während drei Umdrehungen der Maschine, dann ist der **Schreibstift abzustellen** und der Hahn zu schliessen.

Jedes Diagramm ist mit einer **fortlaufenden Nummer,** dem **Dampfdruck** des Kessels, der **Tourenzahl** der Maschine, der **Versuchszeit**, dem **Massstab** der Feder, dem **Cylinderdurchmesser** und **Hub** der Maschine, sowie mit den **Kolbenstangenstärken** vorn und hinten zu versehen.

Berechnung der Leistung.

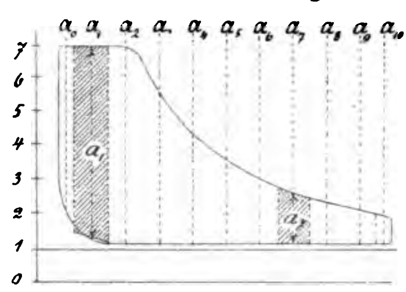


Fig. 1831.

Man ziehe die Ordinaten a_1, a_2, a_3 . . bis a_{10} im Abstande von $^1/_{10}$ der Diagrammlänge für a_0 und a_{10} in einer Entfernung vom Rande gleich ein Viertel der Breite eines Teiles: jede Ordinate wird als Mittellinie eines Trapezes betrachtet, dessen event. krummlinige Begrenzung in eine gradlinige zu verwandeln ist. Die mittlere Ordinate des Diagramms in Millimeter ergiebt sich:

$$a_m = {}^1/_{10}\left(\frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 + a_3 + \text{bis } a_9 + \frac{a_{10}}{2}\right).$$

Beispiel. Ist für das Diagramm die Indikatorfeder 8 mm = 1 kg benutzt worden, so ist der mittlere Dampfüberdruck $p_m = \frac{a_m}{8}$ kg pro Quadratcentimeter. Man kann auch die sämtlichen a-Werte direkt mit dem Massstab messen, welcher der Indikatorfeder entspricht, dann ist $p_m = a_m$.

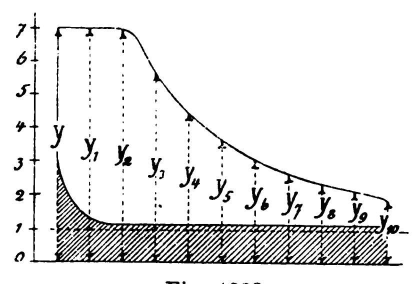


Fig. 1832.

Eine ähnliche Methode zur Bestimmung des absoluten mittleren Kolbendruckes kp und des Gegendruckes ist die folgende: Man teilt das Diagramm in 10 Teile und misst die Ordinaten y, y_1 . . y_{10} der Fläche in dem Massstab, welcher der Feder des Indikators entspricht und zwar in Kilogr. pr. Quadratcentimeter, nun addiert man nach der Simpsonschen Regel:

$$y + y_{10} = S_1,$$
$$y_1 + y_3 + y_5 + y_7 + y_9 = S_2,$$
$$y_2 + y_4 + y_6 + y_8 = S_3.$$

so ist der **mittlere absolute Druck** hinter dem Kolben:

$$kp = \frac{S_1 + 4\,S_2 + 2\,S_3}{30}.$$

Die Ordinaten für den **mittleren Gegendruck** g*) des abziehenden Dampfes sind dem schraffierten Teil zu entnehmen.

Dann ist $p_m = kp - g$ und die indiz. Leistung $N_i = \frac{Q\,c\,p_m}{75}$

Um die **Nutzleistung** zu erhalten, muss ein Leerlaufdiagramm der Maschine genommen u. daraus der mittl. Druck l ermittelt werden.

*) $g = p_0 + \sigma_3 + \sigma_4$ s. Fig. 1398—1399.

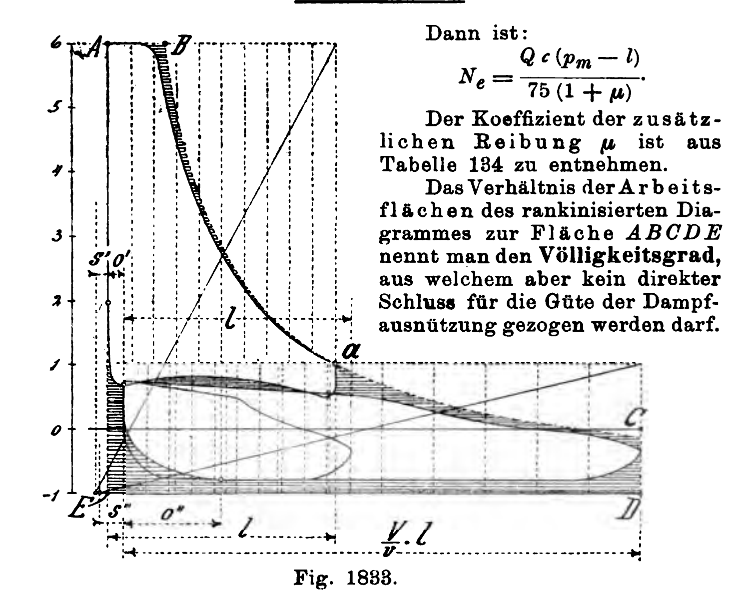


Fig. 1833.

Dann ist:

$$N_e = \frac{Q\, c\, (p_m - l)}{75\, (1 + \mu)}.$$

Der Koeffizient der zusätzlichen Reibung μ ist aus Tabelle 134 zu entnehmen.

Das Verhältnis der Arbeitsflächen des rankinisierten Diagrammes zur Fläche *ABCDE* nennt man den **Völligkeitsgrad**, aus welchem aber kein direkter Schluss für die Güte der Dampfausnützung gezogen werden darf.

Das Rankinisieren der Diagramme*) für Kompoundmaschinen.

Man zeichnet die gleichzeitig genommenen Diagramme von zusammengehörigen Seiten des Hoch- und Niederdruckcylinders, auf **gleichen Masstab** und **gleiche Länge** l gebracht, untereinander in der Weise, dass das Diagramm des Niederdruckcylinders um den Kolbenweg der Kompression o' des Hochdruckcylinders (s. Fig. 1833) nach rechts gelegt wird, und verlängert nun das Diagramm des Niederdruckcylinders im Verhältnis der Cylindervolumen $\frac{V}{v}$.

Durch einen Punkt a des Hochdruckdiagramms legt man die Mariottesche Linie, so ergiebt die horizontal schraffierte Fläche die **Arbeitsverluste** gegenüber dem rein theoretischen Diagramm einer direkten Eincylindermaschine im Niederdruckcylinder allein (von Gegendruck, Kompression etc. abgesehen). In Fig. 1833 bedeutet:

s' schädlicher Raum des Hochdruckcylinders,
s'' „ „ „ Niederdruckcylinders,
o' Kompression des Hochdruckcylinders,
o'' „ „ Niederdruckcylinders.

*) Ausführlich angegeben in „Haeder, Der Indikator“, II. Aufl.

Abschnitt XIII.

Pumpen und Kompressoren.

a. Wasserpumpen.

Es bezeichne:

Q das zu hebende Wasserquantum in Kubikmeter pro Minute,
D den Durchmesser des Pumpenkolbens in Meter,
F den wirksamen Querschnitt des Pumpenkolbens in Quadratmeter,
s den Kolbenhub in Meter,
n die Anzahl der Doppelhübe resp. Umdrehungen pr. Min.
c die Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Minute,
$\varphi = 0{,}8$ bis $0{,}9$ den Wirkungsgrad der Pumpe,

so ist für:

einfach wirkende Pumpen	**doppelt** wirkende Pumpen
$Q = F s n \varphi = \frac{D^2 \pi}{4} \frac{c}{2} \varphi$	$Q = F\, 2\, s\, n\, \varphi \cdot D^2 \frac{\pi}{4} c\, \varphi$
$D = \sqrt{\frac{8\,Q}{\pi\, c\, \varphi}}$	$D = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\, c\, \varphi}}$

Die mittlere **Kolbengeschwindigkeit** c nehme man 10 bis 30 m pro Minute.

Die **Wassergeschwindigkeit** in den Saug- und Druckröhren betrage etwa 1 m pro Sekunde, im Maximum 1,5 m. Je länger die Leitungen, desto kleiner sollen die Wassergeschwindigkeiten genommen werden.

In den **Ventilen** betrage die Wassergeschwindigkeit nicht über 1 m pro Sekunde. Den **Hub der Ventile** nehme man etwa $^1/_4$ bis $^1/_7$ vom Durchmesser.

Den **Saugwindkessel** soll man nach Riedler*) nahe unterhalb der Saugventile anbringen und das Luftvolumen des Windkessels gleich dem fünf- bis zehnfachen Hubvolumen der Pumpe machen.

Der **Druckwindkessel** ist möglichst nahe an die Druckventile zu legen und das Luftvolumen des Druckwindkessels soll mindestens gleich dem sechs- bis zwölffachen Hubvolumen der Pumpe sein.

Je länger die Leitungen sind, um so grösser sollen die Windkessel sein.

Der **Kraftbedarf** in Pferdekräften

$$K = \eta \frac{H\,Q\,1000}{75 \cdot 60}\ 0{,}22\, \eta\, H\, Q,$$

worin bedeutet:

H Druckhöhe plus Saughöhe in Meter,
$\eta = 1{,}2 - 1{,}5$ je nach der Güte der Pumpe.

---

*) Taschenbuch der Hütte.

Werte der Gefällverluste h

in den Wasserleitungsröhren (für $L = 100$ m Rohrlänge),

v = Wassergeschwindigkeit in Meter pro Sekunde,
d = Rohrdurchmesser in Millimeter.

Tabelle 231.

v	Rohrdurchmesser d												
	30	40	50	60	70	80	100	150	200	300	400	500	1000
0,25	0,4	0,26	0,19	0,15	0,12	0,10	0,08	0,05	0,03	0,02	0,01	—	—
0,50	1,8	1,0	0,78	0,61	0,50	0,42	0,32	0,20	0,14	0,10	0,07	0,05	0,02
0,75	3,8	2,3	1,8	1,35	1,1	0,9	0.75	0,45	0,32	0,21	0,15	0,12	0,05
1,00	7,1	4,2	3,1	2,5	2,0	1,7	1.3	0.8	0,58	0,38	0,27	0,21	0,1
1,25	9 8	6,5	3,85	3,8	3,1	2,65	2,0	1,25	0,90	0,6	0,45	0,35	0,15
1,50	16	9,5	7,0	5,5	4,5	3,8	2,9	1,8	1,3	0,8	0.6	0,5	0,2
2,00	30	17,0	12,5	9,8	8,0	6,7	5,1	3,2	2,3	1,5	1.0	0,9	0,4

Beispiel: Eine Pumpe ist vom Brunnen $L = 200$ m entfernt. Der Rohrdurchmesser d der Saugleitung ist 100 mm. Die Wassergeschwindigkeit $v = 1{,}25$ m pro Sekunde. Nach Tabelle 231 beträgt der Gefällverlust $h = \frac{200}{100} \cdot 2 = 4$ m. Wenn also die Pumpe direkt über dem Brunnen steht, kann sie eine 4 m grössere Saughöhe vertragen.

Allgemeines.

Die **Saugleitungen** sollen nach der Pumpe zu steigen. Der sogenannte **schädliche Raum** soll möglichst klein sein. Man hat also vor allem darauf zu achten, dass das Saugventil so nahe, als es die Konstruktion zulässt, an dem Druckventil sitzt und der unbearbeitete Teil bei Plungern nicht zu weit ist.

Bei Saug- und Druckröhren, die auf- oder absteigen, sammelt sich an hochgelegenen Stellen Luft an, die durch **Lufthähne** entfernt werden muss.

Ursachen eines **schlechten Pumpenbetriebes** können sein: Undichte Kolben, schlecht verpackte Stopfbüchsen, undichte Röhren, Klappen und Ventile, verstopfte Saugröhren, zu grosse schädliche Räume.

Jedes Saugrohr soll mit einem **Saugkorb** versehen sein, dessen Durchgangsquerschnitt gleich dem 2,5- bis 3-fachen Saugrohrquerschnitt zu nehmen ist.

Tabelle der Wandstärken für guss-

Die Wandstärken sind berechnet nach der Formel

mit Erhöhung des bei D stehenden Faktors

Die Weisbachsche Formel $\delta = 0{,}00238\, p \cdot D + 8{,}6$ mm

(Friedrich Wilhelmshütte

Tabelle

Lichter Drchm. des Rohres D	$\delta = 0{,}025\, D + 8$ mm	$\delta = 0{,}036\, D + 8$ mm	$\delta = 0{,}048\, D + 8$ mm	$\delta = 0{,}060\, D + 8$ mm	$\delta = 0{,}072\, D + 8$ mm	$\delta = 0{,}096\, D + 8$ mm
mm	δ für $p = 10$	δ für $p = 15$	δ für $p = 20$	δ für $p = 25$	δ für $p = 30$	δ für $p = 40$
40	9	9,5	10	10,5	11	12
50	9,5	10	10,5	11	11,5	13
60	9,5	10	11	11,5	12,5	14
70	10	10,5	11,5	12	13	14,5
80	10	11	12	13	14	15,5
90	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	16,5
100	10,5	11,5	13	14	15,5	17,5
125	11	12,5	14	15,5	17	20
150	12	13,5	15,5	17	19	22,5
175	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	25
200	13	15	18	20	22,5	27
225	13,5	16	19	21,5	24	29,5
250	14,5	17	20	23	26	32
275	15	18	21,5	24,5	28	34,5
300	15,5	19	23	26	29,5	37
325	16	20	24	27,5	31,5	39
350	17	21	25	29	33	41,5
375	17,5	21,5	26	30,5	35	44
400	18	22,5	27	32	37	46,5
425	18,5	23	28,5	33,5	38,5	
450	19,5	24	29,5	35	40,5	
475	20	25	31	36,5	42	
500	21	26	32	38	44	
550	22	28	34,5	41		
600	23	29,5	37	44		
650	24,5	31,5	39			
700	26	33	41,5			
750	27	35	44			

eiserne Röhren bei hohem Druck.

$$\delta = D \cdot \frac{1}{2}\frac{p}{k}\left[1 + \frac{1}{2}\frac{p}{k} + \frac{1}{6}\left(\frac{p}{k}\right)^2\right] + C$$

nach nebenstehender Kurve *b*.

liefert übereinstimmende Stärken.

in Mülheim a. d. Ruhr.)

232.

$\delta = 0{,}120\,D + 8$ mm	$\delta = 0{,}144\,D + 8$ mm	$\delta = 0{,}168\,D + 8$ mm	$\delta = 0{,}180\,D + 8$ mm
δ für $p = 50$	δ für $p = 60$	δ für $p = 70$	δ für $p = 75$
13	14	15,5	15,5
14	15	16,5	17
15	16,5	18	19
16,5	18	20	20,5
17,5	19,5	21,5	22,5
19	21	23	24
20	22,5	25	26
23	26	29	30,5
26	29,5	33	35
29	33	37,5	
32	37	41,5	
35	40,5		
38	44		
41			
44			

δ = Wandstärke
D = lichter Durchmesser
p = Druck in kg. pr. qcm
k = zulässige Beanspruchung d. Materials auf Zug = 250
C = Const. = 8.

Für einen geringeren Druck als 10 Atmosphären empfiehlt es sich, die Wandstärke entsprechend 5 bis 20 % zu vermindern.

Für $p = 5$ ist
$\delta = 0{,}014\,D + 5$ mm.

a Kurve, den in obiger Formel bei *D* stehenden Faktor darstellend,
b Linie, den der Berechnung der Wandstärken zu Grunde gelegten, bei *D* stehenden Faktor darstellend.

0 10 15 20 25 30 40 50 60 70 75 Atm.
a
b

Normalien für gusseiserne Flanschenröhren s. Seite 474—475.

b. Dampfspeisepumpen.

Tabelle 233. Dimensionen und Preise.

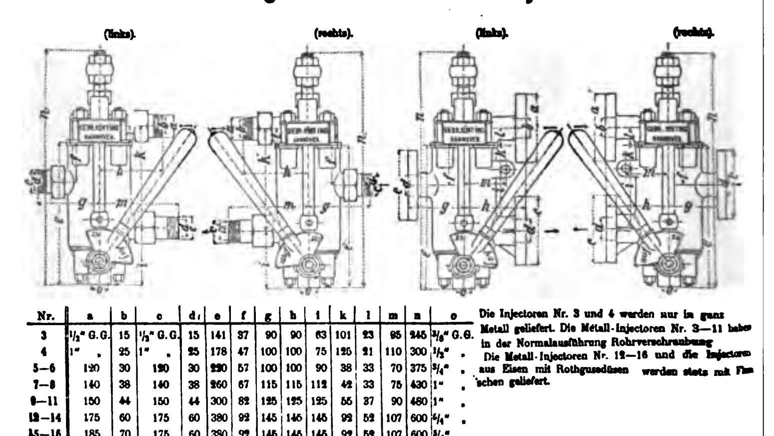
Durchm. der Plungerkolben . .	70	85	100	125	150	175
Durchm. der Dampfcylinder . .	120	130	150	175	200	230
Hub	120	150	180	210	240	270
Tourenzahl	120	95	85	70	60	55
Leistung pro Minute	50	70	120	180	250	350
Genügt zum Speisen von Dampfkesseln bis Pferdekräfte . . .	**40**	**60**	**100**	**150**	**220**	**300**
Lichte Weite des Saugrohres . .	50	60	80	90	110	130
„ „ „ Druckrohres .	40	50	65	80	90	100
„ „ der Dampfzuleitung	20	26	26	33	33	40
„ „ „ Dampfableitung	26	33	33	40	40	50
Ungefähres Gewicht . . . kg	350	450	550	700	1200	1300
Preis der Dampfpumpen . Mk.	450	550	700	900	1000	1200

Zwillingsdampfpumpen leisten das Doppelte und kosten das 1,5 fache.

c. Handspeisepumpen

haben 30—60 mm Kolbendurchmesser, 100—130 mm Kolbenhub. Preis derselben 30—70 Mk. je nach Grösse.

Abmessungen der Universalinjektoren.



Nr.	a	b	c	d_1	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o
3	1/2" G.G.	15	1/2" G.G.	15	141	37	90	90	63	101	23	95	245	3/8" G.G.
4	1" „	25	1" „	25	178	47	100	100	75	125	21	110	300	1/2" „
5—6	120	30	120	30	220	57	100	100	90	38	33	70	375	3/4" „
7—8	140	38	140	38	260	67	115	115	112	42	33	75	430	1" „
9—11	150	44	150	44	300	82	125	125	125	55	37	90	480	1" „
12—14	175	60	175	60	380	92	145	146	145	92	52	107	600	5/4" „
15—16	185	70	175	60	380	92	145	145	145	92	52	107	600	5/4" „

Die Injectoren Nr. 3 und 4 werden nur in ganz Metall geliefert. Die Metall-Injectoren Nr. 3—11 haben in der Normalausführung Rohrverschraubung.

Die Metall-Injectoren Nr. 12—16 und die Injectoren aus Eisen mit Rothgussdüsen werden stets mit Flanschen geliefert.

Körtings Universalinjektor.

Fig. 1865.

Durch eine geringe Bewegung des Handhebels wird zuerst das kleine Dampfventil V etwas gehoben, dadurch das Wasser angesogen und anfangs durch den Canal M in's Freie getrieben; durch weitere Fortbewegung des Hebels schliesst der Hahn E diesen Canal ab, sodass das Wasser in das Düsensystem F unter Druck eintritt und nun durch den Canal M' noch solange in's Freie ausfliesst, bis das grosse Dampfventil V' ganz geöffnet ist und gleichzeitig der Hahn E den Canal M' abgeschlossen hat, worauf das Wasser durch das Speiseventil G in den Kessel getrieben wird. Dieser ganze im Vorstehenden beschriebene Vorgang vollzieht sich aber so rasch, dass die Instruction zur Handhabung des Apparates einfach heissen kann:

„Zum Anlassen des Injectors bewege man vorschriftsmässig den Handhebel von der einen Seite zur anderen."

Handhabung der Universal-Injectoren.

Beim Anlassen bewege man **sehr langsam** den Handgriff bis zu einer gewissen leicht zu ermittelnden Stellung, bei welcher das Wasser angesogen wird und aus dem Anlasshahne *E* fliesst. Dann drehe man den Handhebel **langsam** in derselben Richtung weiter, bis der Anlasshahn *E* ganz geschlossen ist.

Beim Abstellen bewege man den Handhebel schnell in seine ursprüngliche Stellung zurück und schliesse das Hauptdampfventil.

Fliesst den Injectoren das Wasser aus einem höher gelegenen Behälter zu, so ist die Handhabung genau dieselbe; nur ist selbstverständlich vor dem Anlassen das Wasserventil **voll** zu öffnen und nach dem Abstellen zu schliessen.

Befindet sich das **zufliessende Wasser unter starkem Drucke**, so ist das **Wasserventil entsprechend einzustellen.** Man thut im allgemeinen nicht gut, die Injectoren direct mit der städtischen Wasserleitung zu verbinden, weil der Druck in dieser meist wechselnd ist und daher die Sicherheit des Ganges der Injectoren beeinträchtigt wird.

Bei einer Dampfspannung von	2	3	4-8	9-10	11-12	Atmosphären
Leistung speisen dieselben kaltes Wasser bei Saughöhen bis	2,5	5	6	5	4	Meter
Leistung heisses Wasser wenn zufliessend mit	54	60	65	64	62°	Celsius
Leistung desgl. bei 2 Meter Saughöhe mit	50	58	60	57	54°	Celsius

Die Körtingschen Universalinjektoren haben sich einen Weltruf erworben und von allen Konstruktionen wohl die weiteste Verbreitung gefunden. Sie speisen ohne irgend welche besondere Einstellung das heisseste Wasser und nehmen, wenn zufliessend angebracht, Wasser bis zu 70° C., wenn saugend, bis zu 64° C.

Luftkompressionsmaschinen.

Es bezeichne:

Q das effektiv angesaugte Luftquantum in Kubikmeter pro Minute,

p_1 die Spannung des angesaugten Luftquantums in Atm. abs.,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Minute,

F den wirksamen Querschnitt des Luftcylinders in Quadratmeter,

$\varphi = 0{,}8 - 0{,}95$ den volumetrischen Wirkungsgrad, das Verhältnis des wirklich angesaugten zum theoretischen Luftquantum, je nach der Güte der Luftpumpe; dann ist das effektiv angesaugte Luftquantum einer doppeltwirkenden Luftkompressionsmaschine: $Q = F\,c\,\varphi$ Kubikmeter pro Min.

Bedeutet ferner noch:

q das Volumen der auf p Atm. abs. gepressten Luftmenge Q in Kubikmeter pro Minute (von derselben Temperatur).

Dann ist: $$\frac{Q}{q} = \frac{p}{p_1}.$$

Beispiel: Der Luftcylinder eines Kompressors hat 0,4 m Durchm. und 0,6 m Hub bei $n = 80$ Touren pro Min., die Kolbenstange hat 0 06 m Drchm.

Es ergiebt sich: die Kolbengeschwindigkeit $c = 2 \cdot 0{,}6 \cdot 80 = 96$ m pro Minute, und die wirksame Kolbenfläche $F = \sim 0{,}128$ qm. Der volumetrische Wirkungsgrad sei $\varphi = 0{,}85$, so ist

$$Q = 0{,}128 \cdot 96 \cdot 0{,}85 = \sim 10 \text{ cbm. pro Min.}$$

entsprechend $\frac{10}{5} = 2$ cbm Luft von 5 Atm. abs. Spannung.

Stufenweise Kompression

wird bei grösseren Anlagen ausgeführt. Man denke sich eine Kompoundmaschine umgekehrt arbeitend, so dass die Luft vom grossen Cylinder angesaugt wird, durch einen Röhrenkühler (welcher vom Wasser umspült ist) nach dem kleinen Cylinder geht und hier wiederum zusammengepresst wird.

Der Kraftbedarf.

Für gewöhnliche Kompressoren, welche aus atmosphärischer Luft ansaugen, kann der mittlere Kolbenwiderstand des Luftcylinders (p_m) aus nachstehender Tabelle entnommen werden.

Überschlagswerte des mittleren Kolbenwiderstandes (p_m).

Tabelle 235.

in Kilogramm pro Quadratcentimeter.

Enddruck in Atm. abs.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
(p_m)	0	0.8	1,1	1,4	1,7	1.9	2,1	2,3	2,5	2,8

Für das vorstehende Beispiel wäre also, wenn die Luftmenge von 1 Atm. abs. auf 5 Atm. abs. gedrückt würde, nach Tabelle 235 $(p_m) = 1{,}7$ der Kraftbedarf

$$K = \frac{F c (p_m)}{75 \cdot 60} = \frac{1230 \cdot 96 \cdot 1{,}7}{75 \cdot 60} = \sim 43 \text{ Pferdestärken.}$$

Die genaue Feststellung des mittleren Kolbenwiderstandes (p_m) muss in jedem Falle unter Berücksichtigung der Art der Pumpe sowie der Vollkommenheit der Kühlung erfolgen.

Ungefährer Kraftbedarf in Pferdestärken,

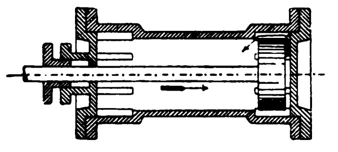
um 1 cbm pro Minute angesaugte Luft auf p Atm. abs. zu pressen.

Tabelle 236.

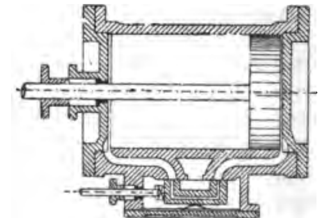
Enddruck in Atm. abs.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kraftbedarf in Pfdst.	0	2	2,8	3,5	4,3	4,8	5,3	5,8	6,3	7,0

Man unterscheidet: **Trockene Luftkompressoren** und solche mit **Einspritzvorrichtung;** bei ersteren wird die durch das Komprimieren erwärmte Luft mittels eines um den Luftcylinder liegenden Kühlmantels, in welchem das Wasser cirkuliert, abgekühlt. Die Kühlvorrichtung der Luftkompressoren mit Einspritzung wirkt derart, dass ein feiner Wasserstrahl, welcher sich in feinen Nebel zerstäubt, während der Saugperiode eingeführt wird.

Die Überströmung.


Fig. 1866.

Bei jedem Hubwechsel des Kompressors entweicht die im schädlichen Raum sich befindliche gepresste Luft ins Freie, und sucht man diesen Verlust zu umgehen, indem die Luft auf die andere Kolbenseite geführt wird, und sich dort mit dem Saugvolumen mischt, dass also auf der Saugseite schon bei Beginn des Zusammenpressens eine höhere Spannung herrscht, als diejenige, welche der Kompressor ansaugt. Man sucht also durch die **Überströmung** den Einfluss der schädlichen Räume auf die Leistungsfähigkeit wegzuschaffen resp. zu verringern.


Fig. 1867.

Prof. Wellner erreicht die Überströmung in der Weise, dass in der Cylinderwandung Kanäle ausgespart sind (Fig. 1866), welche in der Nähe jeden Hubendes ein Überströmen der vom Kolben zusammengepressten Luft auf dessen Rückseite bewirken.

In dem in Fig. 1867 dargestellten Patent der Schieberluftkompressoren von Burckhardt & Weiss, Basel, findet die Überströmung durch einen extra in den Steuerschieber eingegossenen Kanal statt.

Das Diagramm und die Temperaturerhöhung.

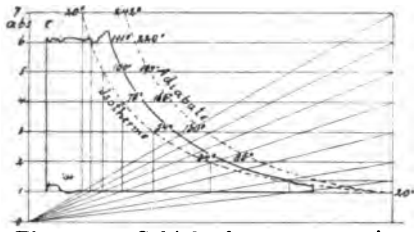


Fig. 1868. Schieberkompressor mit Überströmung.

Fig. 1869. Ventilkompressor ohne Überströmung.

Werte der Endtemperatur t_c in Grad C.

Tabelle 237.

Kompressionsdr. in At. abs. p_I	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Temperatur ohne Kühlung t_c	20	85	130	165	194	220	242	260	280	300
„ mit Mantelkühlung	20	34	54	75	100	125	150	170	200	220

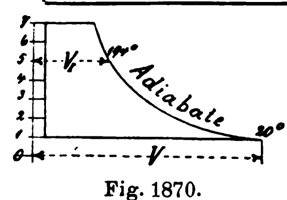


Fig. 1870.

Die Konstruktion der **Isotherme** (*Mariott*sche Linie) ist auf Seite 164 angegeben. Für die **Adiabate** wird z. B. bei $t = 20^0$, $\alpha = 0{,}00366$, $p = 5$ Atm. und $t_c = 194^0$ nach Tabelle 237

$$\frac{V}{V_I} = \frac{(1 + \alpha t) \cdot p}{(1 + \alpha t_c) \cdot p_I} = \frac{(1 + 0{,}0732) \cdot 5}{(1 + 0{,}71004) \cdot 1} = 3{,}182.$$

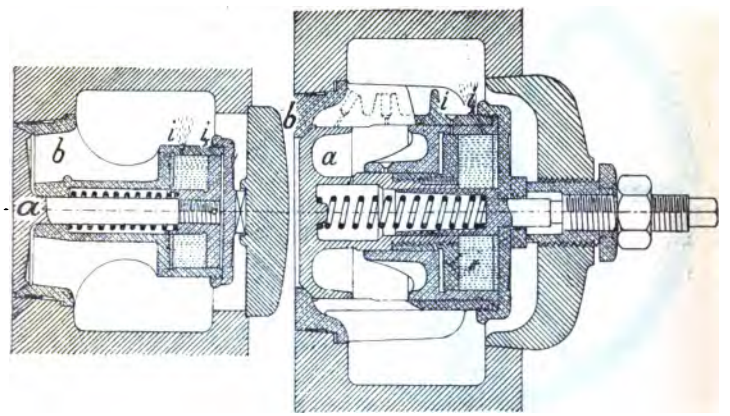
Hauptdimensionen, Gewichte und Preise von Luftkompressoren (kurz bauend).

Tabelle 238.

Durchmesser des Blas-cylinders mm	Durchmesser des Dampf-cylinders mm	Hub mm	Tourenzahl pro Min. n	Effektiv angesaugtes Luftquantum 1 cbm p. M. Q	Pferdest. bei 5 At. Überdr. Luftpressung	Gesamtgewicht kg	Preis Mk.
250	300	350	110	3,3	15	3000	4000
300	350	400	105	5,2	25	4500	5000
350	400	450	100	7,6	35	6500	6500
400	450	500	95	10,4	45	9000	8500
450	500	600	90	13,6	60	12000	10000
500	550	650	85	18,8	80	15000	12000
550	600	700	80	23,4	100	18000	13500
600	675	750	75	27,8	120	21500	15000
650	750	800	70	33,3	145	25000	16500
700	800	900	65	39,6	170	28500	18000
800	900	1000	60	53	225	34000	21000

Rückschlagventil mit Luftkatarakt

(Zusatz zum Patent No. 27413) von *Rud. Meyer, Mülheim.*



Saugventil. Fig. 1871—1872. Druckventil.

Diese Ventile arbeiten gegenüber den bisher bekannten Ventilen mit einfacher Kataraktwirkung vermöge der bei jedem Spiel in Wirkung tretenden beiden Luftkatarakte *i* und i_1 elastisch und stossfrei, ein Umstand, der dieselben besonders zur Verwendung bei Luftkompressoren mit hoher Kolbengeschwindigkeit geeignet macht. Die Ventile sind ohne jeglichen schädlichen Raum in die Deckel des Luftkompressors angeordnet.

Der Schluss des Kegels *a* gegen den Sitz *b* erfolgt sanft und unhörbar. Bemerkenswert erscheinen bei diesen Ventilen ausserdem die solide centrale Führung des Ventilkegels, sowie die Regulierfähigkeit der Druckventilfedern entsprechend der jeweiligen Kolbengeschwindigkeit des Kompressors.

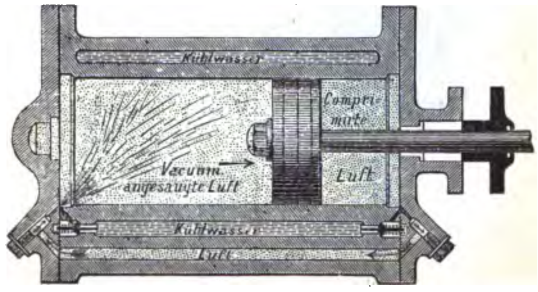
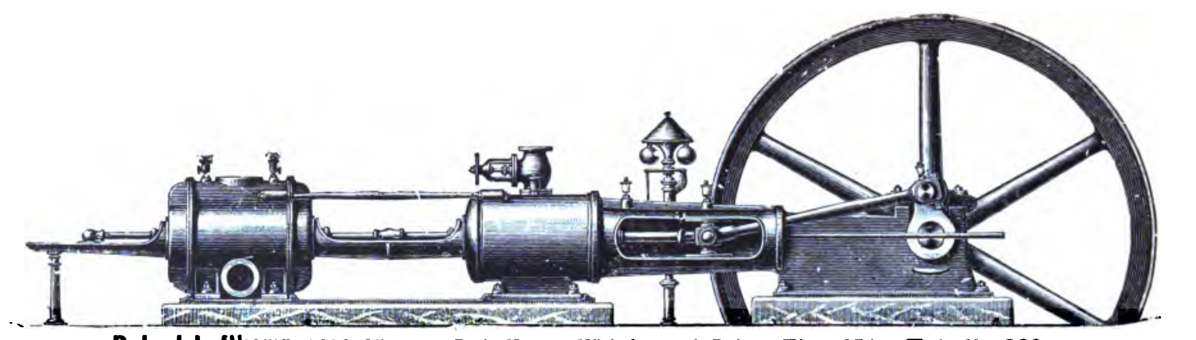


Fig. 1873. Luftcylinder mit Mantel- und Einspritzkühlung.



Patent-Luftkompressoren von *Rud. Meyer, Mülheim a. d. Ruhr.* Fig. 1874. **Tabelle 239.**

Nummer des Kompressors	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Luftcylinderdurchmesser in . . . mm	250	300	350	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Dampfcylinderdurchmesser in . . „	250	350	350	400	400	500	500	600	600	700	700	800	800
Gemeinschaftlicher Hub in . . . „	500	500	500	650	650	800	800	900	900	1000	1000	1200	1200
Touren pro Minute . . . . n	100	100	100	80	80	70	70	65	65	60	60	50	50
Theor. angesaugt. Luftquant. cbm p. Min. Q	4,9	7,0	9,6	7,4	10,0	14,0	17.8	23,0	27.8	34,0	40,0	46 0	53,0
Ungefähres Gesamtgewicht in . . kg	4800	5000	5800	8250	8700	14000	15000	22000	23500	32000	34000	40000	42500

Nr. 1 bis 5 mit Schiebersteuerung (fixer oder variabler von Hand verstellbarer Expansionssteuerung, sowie von einem Weissschen Leistungsregulator beherrschter entlasteter Riderkolbenschiebersteuerung). No. 6 bis 11 sowohl mit Schieber- als mit Patent-Ventilsteuerung. No. 12 bis 13 mit Patent-Ventilsteuerung und Weissschen Leistungsregulator. Ausserdem **Verbundkompressoren** mit zweistufiger Kompression der Luft und Zwischenkühlung derselben, bis zu den grössten Dimensionen für Grubenbedarf und Druckluftcentralen.

Diagramm eines Ventilkompressors, 600 Durchm. 1000 Hub, von R. Meyer, Mülheim, aus welchem ersichtlich, dass bei genügend kleinem schädl. Raum und guten Ventilkonstruktionen ein sehr günstiger volumetrischer Wirkungsgrad zu erzielen ist.

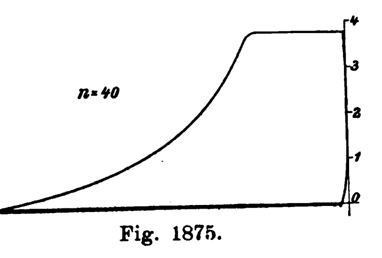
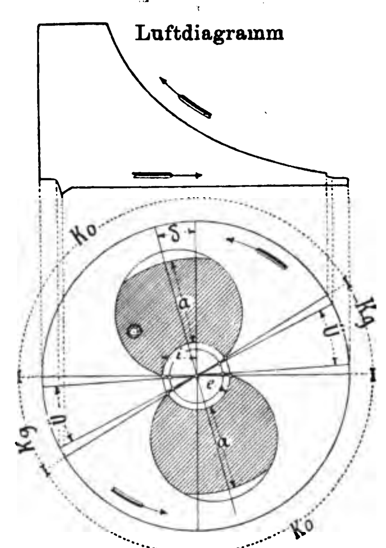


Fig. 1875.

Schieberkompressor mit Überströmung.

Patent Burckhardt & Weiss. (Fig. 1876—1880.)



Es bezeichnet in Fig. 1876:

Ko Kanäle geöffnet,
Kg Kanäle geschlossen,
Ü Überströmung,
a Kanalweite,
δ Voreilwinkel,
e äussere Deckung } $e = i$
i innere „

Der Radius des inneren Kreises, durch welchen Beginn und Ende des Überströmung bestimmt sind, ist gleich der Weite des Überströmkanales (Fig. 1876) zu nehmen.

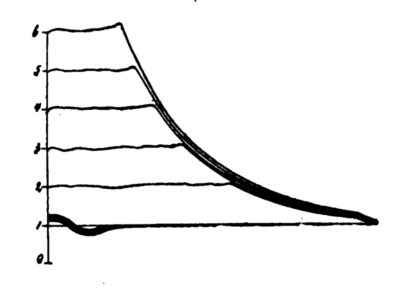


Fig. 1877.
Diagramm eines Schieberkompressors mit Überströmung von Burckhardt & Weiss.

Blascylinder mit äusserer Kühlung.

Patent Burckhardt & Weiss. Sangerhäuser Maschinenfabrik.

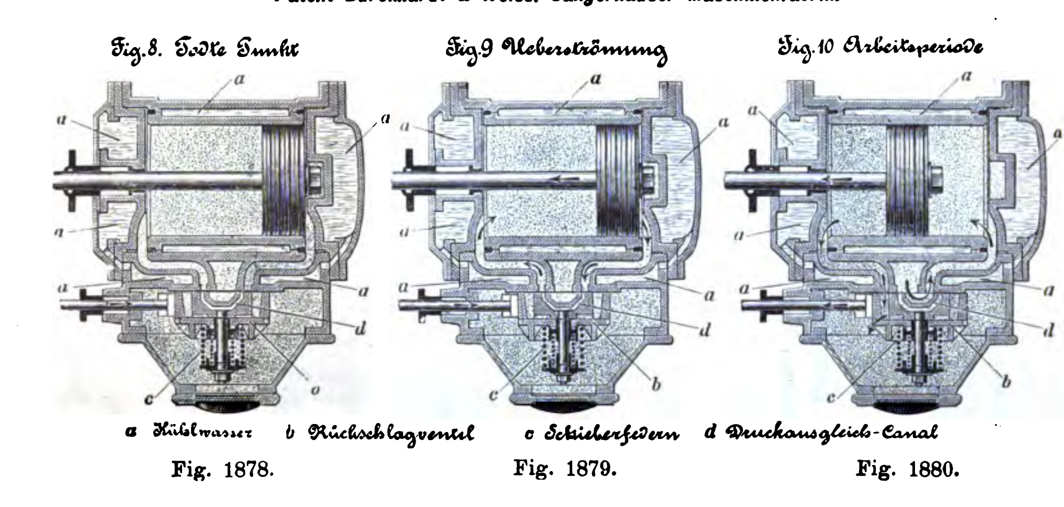


Fig. 1878. Fig. 1879. Fig. 1880.

Wie aus den Figuren ersichtlich, geschieht die Überströmung in der Weise, dass die am Hubende auf der jeweiligen Druckseite im schädlichen Raum komprimierte Luft beim Hubwechsel durch den Überströmkanal nach der Saugseite übergeleitet und von dort beim nächsten Hub nutzbar weiter gedrückt wird.

Die Verwendung von Druckluft*)

ist eine mannigfaltige, indem dieselbe benutzt wird:

1. zur **Kälteerzeugung** z. B. bei Eismaschinen, bei welchen man die hochgepresste und abgekühlte Luft expandieren lässt, zur Kühlung in Schlachthäusern und Seeschiffen (Fleischkonservierung) u. s. w.;
2. zur **Kraftübertragung** auf grosse Entfernungen, z. B. Versorgung von Städten mit Druckluft zum Betriebe gewerblicher Anlagen von einer Centralstelle aus, ferner zum Betriebe von unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen, Gesteins-Bohrmaschinen, Lufthaspel, in Bergwerken u. s. w.

Das Unangenehmste bei **Luftmaschinen** (d. h. Maschinen, welche mit Pressluft getrieben werden) ist die **Eisbildung am Auspuff**, welche bei mehr oder weniger hoher Expansion nach kurzer Betriebszeit (10 bis 30 Minuten) eintritt. Man vermeide deshalb am Auspuff alle scharfen Ecken, mache denselben möglichst gross und füttere ihn eventuell mit Kork aus, welcher in Glycerin getränkt wird.

Besonders vorteilhaft (auch in Bezug auf Luftverbrauch) ist das Anwärmen der Pressluft durch Wärmeöfen auf etwa 150°.

Die Centraldruckluftanlage in Birmingham ist für 15- bis 31000 HP (3,3 Atm. Luftpressung), die Pariser Anlage für 2500 HP (6 Atm. Luftpressung) eingerichtet; bei der letzteren ist das Hauptrohr 7 km lang und hat 300 mm Durchmesser, Spannungsabfall am Ende der Stadt 0,8 Atm.

Die Kosten der Druckluft betragen ca. 6 bis 10 Pfg pro HP und Stunde, für ganz kleine Maschinen mehr; eine Nähmaschine z. B. gebraucht pro Stunde für ca. 3 Pfg. Druckluft.

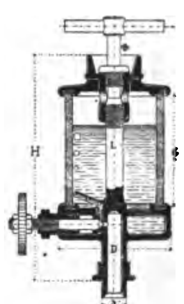


Fig. 1881. Schmierapparat Weiss.

Schmierung
der Luftcylinder an Kompressoren und Luftmaschinen.

Zur **Schmierung** der Luftcylinder kann jede auf Seite 132 angegebene **Schmierpumpe** benutzt werden. Zum Schmieren (für trockene Luftpumpen) ist nie Pflanzenöl, sondern gutes **Mineralöl** zu verwenden (z. B. die Oleonaphta der Gesellschaft Racosine).

---

*) Litteratur über Druckluft: Riedler, „Kraftversorgung von Paris durch Druckluft“, Proell, „Projekt einer städtischen Druckluftanlage“, „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“, 1888 S. 681, 1889 S. 185.

Abschnitt XIV.

Festigkeitsrechnungen.

Zug- und Druckfestigkeit.

P sei die Zug- resp. Druckkraft in Kilogramm,
F die Querschnittsfläche in Quadratcentimeter,
dann ist die Beanspruchung in Kilogramm pro Quadratcentimeter

$$k_1 = \frac{P}{F}, \text{ resp. } k_2 = \frac{P}{F}.$$

Schub- oder Scheerfestigkeit.

Die zulässige Beanspruchung ist $^4/_5$ derjenigen der Zugfestigkeit, also: $k_4 = {^4/_5}\, k_1$; $k_4 = \frac{P}{F}$.

Beispiel: Der Kreuzkopfkeil der Dampfmaschine $^{550}/_{1000}$ ist 2,1 cm breit und 6,8 cm hoch, der achsiale Kolbendruck beträgt 11600 kg, für den in zwei Querschnitten beanspruchten Keil ist $k_4 = \frac{11600}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 6{,}8} = 406$ kg pro Quadratcentimeter. Es ist hier die Beanspruchung unter c massgebend und würde nach Tab. 242 für Gussstahl 400 kg pro Quadratcentimeter zulässig sein.*)

Die Biegungsfestigkeit.

P sei die biegende Kraft in Kilogramm,
M_b das Biegungsmoment in Centimeter-Kilogramm,
W das Widerstandsmoment pro Quadratcentimeter, s. Tab. 243 und 244,
k_3 die Beanspruchung in Kilogramm pro Quadratcentimeter, s. Tab. 242, dann ist:

$$M_b = W k_3; \quad k_3 = \frac{M_b}{W}.$$

Werte der Biegungsmomente. Tabelle 240.

Belastung	Biegungsmoment	Belastung	Biegungsmoment	Belastung	Biegungsmoment
	Pl		$\frac{Pl}{8}$		$\frac{Pmn}{l}$
	$\frac{P_1 l}{2}$		$\frac{P_1 l}{12}$		$\frac{3Pl}{16}$
	$\left(P+\frac{P_1}{2}\right) l$		$\frac{Pl}{4}$		Pm
	$\frac{P_1 l}{8}$		$\frac{Pl}{8}$		Fig. 1881—1892

*) Grössere Kreuzkopfkeile sind ausserdem auf Biegung zu berechnen.

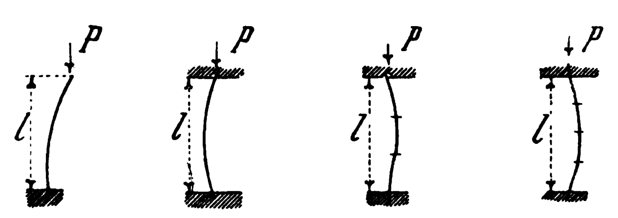


Fig. 1893—1896.

Werte der Zerknickungsfestigkeit.

Tabelle 241.

$P = 2{,}5 \frac{J E}{m l^2}$	$P = 10 \frac{J E}{m l^2}$	$P = 20 \frac{J E}{m l^2}$	$P = 40 \frac{J E}{m l^2}$
$\frac{l}{d} > 10$	$\frac{l}{d} > 20$	$\frac{l}{d} > 30$	$\frac{l}{d} > 40$

m Sicherheitsgrad.

Giebt beim runden Querschnitt $\frac{l}{d}$ resp. Länge dividiert durch Durchmesser kleinere Werte als in der letzten Rubrik, so ist der Stab auf Druck zu berechnen.

Die Torsionsfestigkeit.

P sei die auf Torsion wirkende Kraft in Kilogramm,
r der Hebelarm, an welchem P wirkt, in Centimeter,
d der Durchmesser der auf Torsion beanspruchten Welle in Centimeter,
k_5 die zulässige Belastung nach Tabelle 242,
J_p das polare Trägheitsmoment (s. Seite 511),
a der Abstand der äussersten Faser,

so ist: $$M_d = \frac{J_p}{a} k = W_p\, k.$$

Zusammensetzung der Torsions- u. Biegungsfestigkeit.

Ist M_d das Drehungsmoment,
M_b das Biegungsmoment,
dann ist das ideelle Biegungsmoment, welches beide ersetzt, (Annäherungsformel nach Poncelet)

wenn $M_b > M_d$ . . . $(M_b)\, i = 0{,}975\, M_b + 0{,}25\, M_d$,
wenn $M_b < M_d$ . . . $(M_b)\, i = 0{,}625\, M_b + 0{,}6\, M_d$.

Elasticitäts- und
in Kilogramm

Tabelle

Material	Elasticitätsmodul		Bruchmodul K für ruhende Belastung				Tragmodul T Elasticitätsgrenze			
	Zug u. Druck E	Schub G	Zug	Druck	Biegung	Schub	Zug	Druck	Biegung	Drehung
Schmiedeeisen in Stäben . .	2000000	800000	3800	3800	5000	3500	1400	1400	—	—
Eisenblech =*) .	2000000	800000	3000	—	—	2400	—	—	—	—
„ ⊥ .	—	—	2700	—	—	—	—	—	—	—
Bessemerstahl .	2150000	860000	5500	—	8000	4000	3000	3000	3000	1450
Gussstahl . .	2150000	860000	7500	—	—	—	—	—	—	1450
Federgussstahl, gehärtet . .	2150000	860000	—	—	—	—	—	—	—	—
Gusseisen . .	1000000	400000	1250	7500	2550	1500	750	1500	800	—
Phosphorbronze	950000	380000	4000	—	—	—	1300	—	—	—
Bronze . . .	700000	280000	2000	—	—	—	385	—	—	—
Kupferblech, gehämmert . .	1110000	440000	—	—	—	—	1400	1400	—	—
Eiche, Buche, Esche . . .	120000	—	950	480	720	70	270	120	—	—
Kiefer, Fichte, Tanne . . .	110000	—	800	400	600	50	270	120	—	—

Es gelten die zulässigen Beanspruchungen

unter a, wenn die Belastung eine ruhende ist,

unter b, wenn die Beanspruchung eine wechselnde ist, derart, dass die hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von Null bis zu einem Maximum wachsen und dann wieder bis auf Null zurückgehen (wiederholte Biegung, Dehnung und Drehung nach einer Richtung hin),

unter c, wenn die Beanspruchung eine wechselnde ist derart,

*) = bedeutet parallel zur Walzrichtung,
⊥ bedeutet senkrecht zur Walzrichtung.

Festigkeitskoeffizienten*)

pro Quadratcentimeter.

242.

Zulässige Belastung k															
Zug k_1			Druck k_2		Biegung k_3			Schub k_4			Drehung k_5				
a	*b*	*c*	*a*	*b*	*a*	*b*	*c*	*a*	*b*	*c*	*a*	*b*	*c*		
900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120		
900	600	300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	720	480	240	—	—	—		
1350	900	450	1350	900	1350	900	450	1080	720	360	540	360	180		
1500	1000	500	1500	1000	1500	1000	500	1200	800	400	600	400	200		
—	—	—	—	—	—	4300	—	—	—	—	—	—	—		
300	200	100	900	600	450	300	150	—	160	—	150	100	50		
750	500	250	—	—	750	500	250	—	—	—	300	200	100		
300	200	100	—	—	300	200	100	—	—	—	—	—	—		
900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
120	66	—	—	—	120	66	mittlere Werte				—	—	—		
80	60	—	—	—	80	60					—	—	—		

dass die dadurch hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von einem grössten negativen Wert stetig wachsen bis zu einem grössten positiven, in absoluter Beziehung gleich grossen Wert, dann wieder abnehmen u. s. w. (wiederholte Biegung oder Drehung nach entgegengesetzter Richtung u. s. w.).

Für zwischenliegende Beanspruchungen können dazwischenliegende Werte angenommen werden.

Beim Auftreten von Stössen in den Konstruktionsteilen ist die zulässige Beanspruchung kleiner anzunehmen.

*) s. auch **Bach**, Maschinenelemente.

Trägheitsmoment $J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ und Widerstandsmoment $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ des kreisförmigen Querschnittes bezogen auf den Durchmesser d.

Tabelle 243.

d	J	W	d	J	W	d	J	W
1	0,0491	0,0982	35	73662	4209	69	1112660	32251
2	0,7854	0,7854	36	82448	4580	70	1178588	33674
3	3,976	2,651	37	91998	4973	71	1247393	35138
4	12,57	6,283	38	102354	5387	72	1319167	36644
5	30,68	12,27	39	113561	5824	73	1393995	38192
6	63,62	21,21	40	125664	6283	74	1471963	39783
7	117,9	33,67	41	138709	6766	75	1553156	41417
8	201,1	50,27	42	152745	7274	76	1637662	43096
9	322,1	71,57	43	167820	7806	77	1725571	44820
10	490,9	98,17	44	183984	8363	78	1816972	46589
11	718,7	130,7	45	201289	8946	79	1911967	48404
12	1018	169,6	46	219787	9556	80	2010619	50265
13	1402	215,7	47	239531	10193	81	2113051	52174
14	1886	269,4	48	260576	10857	82	2219347	54130
15	2485	331,3	49	282979	11550	83	2329605	56135
16	3217	402,1	50	306796	12272	84	2443920	58189
17	4100	482,3	51	332086	13023	85	2562392	60292
18	5153	572,6	52	358908	13804	86	2685120	62445
19	6397	673,4	53	387323	14616	87	2812205	64648
20	7854	785,4	54	417393	15159	88	2943748	66903
21	9547	909,2	55	449180	16334	89	3079853	69210
22	11499	1045	56	482750	17241	90	3220623	71569
23	13737	1194	57	518166	18181	91	3366165	73982
24	16286	1357	58	555497	19155	92	3516586	76448
25	19175	1534	59	594810	20163	93	3671992	78968
26	22432	1726	60	636172	21206	94	3832492	81542
27	26087	1932	61	679651	22284	95	3998198	84173
28	30172	2155	62	725332	23398	96	4169220	86859
29	34719	2394	63	773272	24548	97	4345671	89601
30	39761	2651	64	823550	25736	98	4527664	92401
31	45333	2925	65	876240	26961	99	4715315	95259
32	51472	3217	66	931420	28225	100	4908738	98175
33	58214	3528	67	989166	29527			
34	65597	3859	68	1049556	30869			

Beispiel: Die Kurbelwelle (Fig. 1897) der Maschine 45 cm Durchmesser 80 cm Hub hat in der Mitte 25 cm Durchmesser. Das Gewicht des Schwungrades ist $G = 8000$ kg.

Für 6 Atm. Überdruck bestimmt sich das Torsionsmoment nach:

$$M_d = Pr = 9350 \cdot 40 = 374000 \text{ cmkg}.$$

Das Biegungsmoment:

$$M_b = \frac{G \cdot m \cdot n}{m + n} = \frac{8500 \cdot 90 \cdot 100}{190} = 142180 \text{ cmkg}.$$

Fig. 1897.

Da $M_d < M_b$, so ist das ideelle Biegungsmoment:

$$(M_b)\, i = 0{,}625 \cdot 142100 + 0{,}6 \cdot 374000 = 318212 \text{ kg}$$

also die Beanspruchung pro Quadratcentimeter:

$$k = \frac{(M_b)\, i}{W} = \frac{318212}{1534} = \sim 204 \text{ kg}$$

Werte von „J" und „W".

Tabelle 244.

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
b, h	$J = \frac{b\,h^3}{12}$	$W = \frac{b\,h^2}{6}$
b, b	$J = \frac{b^4}{12}$	$W = \frac{b^3}{6}$
d	$J = \sim 0{,}05\, d^4$	$W = \sim 0{,}1\, d^3$
d, D	$J = \sim 0{,}05\,(D^4 - d^4)$	$W = \sim \frac{0{,}1\,(D^4 - d^4)}{D}$
h, b	$J = \sim 0{,}05\, b\, h^3$	$W = \sim 0{,}1\, b\, h^2$

Fig. 1898—1902.

Werte des polaren Trägheitsmomentes J_p und des polaren Widerstandsmomentes W_p für den kreisrunden Querschnitt.

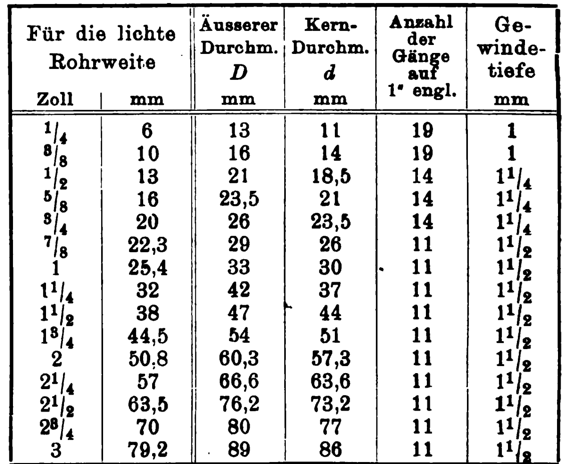
$Jp = \frac{\pi}{32} d^4 = \sim 0{,}1\, d^4$	$Wp = \frac{\pi}{16} d^3 = \sim 0{,}2\, d^3$

Abschnitt XV.

Verschiedene Normalien und Tabellen.

Gasgewinde.

Tabelle 244.



Für die lichte Rohrweite Zoll	Für die lichte Rohrweite mm	Äusserer Durchm. D mm	Kern-Durchm. d mm	Anzahl der Gänge auf 1" engl.	Gewindetiefe mm
$^{1}/_{4}$	6	13	11	19	1
$^{3}/_{8}$	10	16	14	19	1
$^{1}/_{2}$	13	21	18,5	14	$1^{1}/_{4}$
$^{5}/_{8}$	16	23,5	21	14	$1^{1}/_{4}$
$^{3}/_{4}$	20	26	23,5	14	$1^{1}/_{4}$
$^{7}/_{8}$	22,3	29	26	11	$1^{1}/_{2}$
1	25,4	33	30	11	$1^{1}/_{2}$
$1^{1}/_{4}$	32	42	37	11	$1^{1}/_{2}$
$1^{1}/_{2}$	38	47	44	11	$1^{1}/_{2}$
$1^{3}/_{4}$	44,5	54	51	11	$1^{1}/_{2}$
2	50,8	60,3	57,3	11	$1^{1}/_{2}$
$2^{1}/_{4}$	57	66,6	63,6	11	$1^{1}/_{2}$
$2^{1}/_{2}$	63,5	76,2	73,2	11	$1^{1}/_{2}$
$2^{3}/_{4}$	70	80	77	11	$1^{1}/_{2}$
3	79,2	89	86	11	$1^{1}/_{2}$

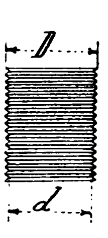


Fig. 1903.

Flaches Gewinde.

Tabelle 245.

Äuss. Durchmesser D Zoll	Äuss. Durchmesser D mm	Kern-Durchm. d mm	Anzahl der Gänge auf 1" engl.	Gewindetiefe mm
$^{5}/_{8}$	16	12	$5^{1}/_{2}$	2
$^{3}/_{4}$	20	15	5	$2^{1}/_{2}$
$^{7}/_{8}$	23	17	$4^{1}/_{2}$	3
1	26	20	4	3
$1^{1}/_{8}$	29	22	$3^{1}/_{2}$	$3^{1}/_{2}$
$1^{1}/_{4}$	33	26	$3^{1}/_{2}$	$3^{1}/_{2}$
$1^{3}/_{8}$	36	28	3	4
$1^{1}/_{2}$	39	31	3	4
$1^{5}/_{8}$	43	33	$2^{1}/_{2}$	5
$1^{3}/_{4}$	46	36	$2^{1}/_{2}$	5
$1^{7}/_{8}$	50	38	$2^{1}/_{4}$	6
2	52	40	$2^{1}/_{4}$	6
$2^{1}/_{4}$	59	46	2	$6^{1}/_{2}$
$2^{1}/_{2}$	65	52	2	$6^{1}/_{2}$
$2^{3}/_{4}$	72	58	$1^{3}/_{4}$	7
3	78	64	$1^{3}/_{4}$	7

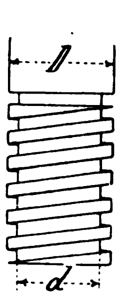


Fig. 1904.

Whitworthsches Schraubensystem. Tabelle 246.

Durchmesser d. glatt. Bolzens in mm abgerund.	Schrauben-Bolzen: Gewinde-Durchmesser in den Spitzen		Schrauben-Bolzen: Kern-Durchm. in mm	Schrauben-Bolzen: Zahl der Gänge auf 1" engl.	Zulässige Belastung in kg	Kopf und Mutter: Kopfhöhe	Kopf und Mutter: Schlüsselweite	Kopf und Mutter: Kreis um das Muttersechseck	Unterlegscheibe: Durchmesser	Unterlegscheibe: Dicke	Gewicht: von 100 mm Bolzenlänge kg	Gewicht: des Kopfes kg	Gewicht: der Mutter u. Unterlegscheibe incl. darin befindl. Bolzen in kg
	Zoll engl.	mm	d_1	A	P	h	W	—	U	u	B	K	M
7	1/4	6,35	4,72	20	*50*	5	15	17,5	20	1,5	0,03	0,008	0,01
8	5/16	7,94	6,09	18	*80*	6	16	18,5	21	1,5	0,04	0,01	0,01
10	3/8	9,52	7,36	16	*120*	7	19	22	25	2	0,06	0,02	0,02
12	7/16	11,11	8,64	14	*160*	8	22	25,5	29	2	0,09	0,03	0,04
13	1/2	12,70	9,91	12	*210*	9	24	28	32	2,5	0,10	0,04	0,06
16	5/8	15,87	12,92	11	*370*	11	27	31	35	3	0,15	0,06	0,10
20	3/4	19,05	15,74	10	*540*	14	33	38	43	4	0,24	0,11	0,18
23	7/8	22,22	18,54	9	*750*	16	38	44	50	4	0,32	0,18	0,28
26	1	25,40	21,33	8	*1000*	18	42	48,5	55	4	0,41	0,25	0,37
29	1 1/8	28,57	23,87	7	*1200*	20	45	52	58	4	0,51	0,32	0,47
32	1 1/4	31,75	26,92	7	*1600*	22	50	58	65	5	0,62	0,42	0,65
35	1 3/8	34,92	29,46	6	*1900*	24	54	62,5	70	5	0,75	0,55	0,87
39	1 1/2	38,10	32,68	6	*2300*	27	60	69,5	78	6	0,93	0,75	1,16
42	1 5/8	41,27	35,28	5	*2700*	29	64	74	84	6	1,08	0,95	1,41
45	1 3/4	44,45	37,84	5	*3100*	32	68	78,5	88	7	1,24	1,15	1,66
48	1 7/8	47,62	40,38	4,5	*3600*	34	72	83	93	7	1,40	1,37	2,04
51	2	50,82	43,43	4,5	*4100*	36	76	88	98	8	1,58	1,62	2,44
58	2 1/4	57,15	49,02	4	*5300*	40	85	97,5	110	9	2,05	2,30	3,55
64	2 1/2	63,50	55,37	4	*6700*	45	94	109	121	9	2,50	3,10	4,72
70	2 3/4	69,85	60,45	3,5	*8000*	49	103	119	134	10	3,00	4,08	6,12
77	3	76,20	66,80	3,5	*9800*	54	112	130	145	12	3,62	5,32	8,98

Schraubensicherung.

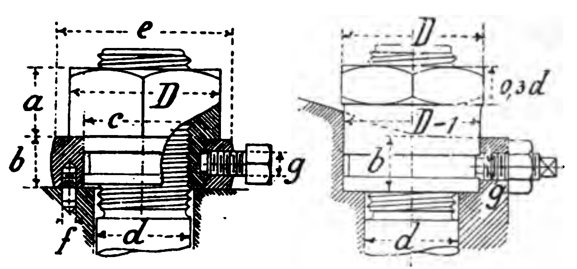


Fig. 1905—1906.

Tabelle 247.

d	Gewinde in Zoll	D	a	b	c	e	f	g
13	$^1/_2$	22	10	11	20	30	3	6
16	$^5/_8$	26	12	12	23	33	3	6
20	$^3/_4$	30	14	13	26	40	4	10
23	$^7/_8$	34	16	14	29	46	4	10
26	1	39	18	15	33	50	4	10
30	$1^1/_8$	43	20	16	36	55	5	10
33	$1^1/_4$	47	23	18	40	62	5	10
36	$1^3/_8$	53	25	20	45	65	6	10
40	$1^1/_2$	58	27	21	50	74	6	13
43	$1^5/_8$	64	30	22	55	80	6	13
46	$1^3/_4$	69	33	24	60	85	6	13
50	$1^7/_8$	75	36	26	65	90	8	13
52	2	82	40	28	70	95	8	13
60	$2^1/_4$	89	44	30	75	105	9	13
65	$2^1/_2$	96	48	32	80	115	9	13
70	$2^3/_4$	103	52	34	85	130	10	16
78	3	110	55	36	92	140	10	16

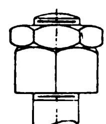
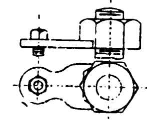
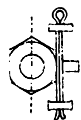
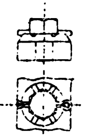
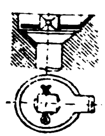






Fig. 1907—1911. Schraubensicherungen (s. auch Seite 102).

Lagerschalen.

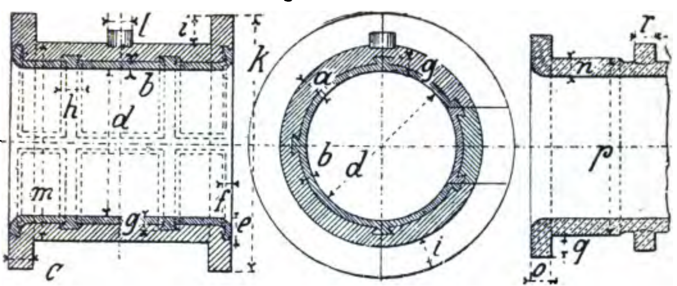


Fig. 1912—1913. Fig. 1914.

Tabelle 248. Millimeter.

d	Gusseisen mit Weissgussfutter, Fig. 1912—1913.											Rotguss Fig. 1914.				
	a	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*	*q*	*r*
70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8	10	86	10	20
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9	11	98	10	20
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	12	110	10	22
100	20	6	16	16	10	12	15	16	172	24	140	10	12	120	10	24
110	22	6	16	18	10	12	15	18	190	24	154	11	13	132	12	24
120	22	6	18	20	12	12	16	18	200	26	164	12	14	144	12	26
130	24	7	18	20	12	14	16	20	218	26	178	12	15	154	12	26
140	26	7	20	21	13	14	17	20	232	28	192	13	16	166	14	28
150	28	7	22	22	13	14	17	22	250	28	206	13	16	176	14	28
160	30	8	24	23	14	16	18	24	268	30	220	14	17	188	16	30
170	30	8	26	23	14	16	18	24	278	30	230	14	18	198	16	30
180	32	8	28	24	16	16	19	26	296	32	244	15	18	210	18	32
190	33	9	30	26	16	17	19	28	312	34	256	16	19	222	18	34
200	35	9	32	27	18	17	20	30	330	36	270	18	20	236	20	36
220	38	9	34	28	18	17	21	33	342	38	276	19	22	258	22	36
240	41	10	36	30	20	18	22	36	394	40	322	20	24	280	24	40
260	44	10	38	30	20	18	23	38	424	40	348	21	25	302	26	40
280	44	10	40	32	21	18	24	40	448	42	368	22	26	324	28	42
300	50	11	42	34	21	19	25	44	488	42	400	24	28	348	30	42
320	53	11	44	34	22	19	26	46	518	44	426	25	30	370	32	44
340	56	11	46	36	22	19	27	50	552	46	452	26	33	392	34	46
360	59	12	48	38	23	21	28	54	586	48	478	28	34	416	36	48
380	62	12	50	38	23	21	29	58	620	48	504	30	35	440	38	48
400	65	12	52	40	24	21	30	60	650	50	530	31	36	462	40	50
450	72	12	54	42	25	21	32	65	724	52	594	35	40	520	45	52
500	80	15	56	44	26	25	34	70	800	54	660	38	44	576	50	54

Mischung für Weissguss s. S. 47. Bearbeitung der Lagerschalen s. S. 47.

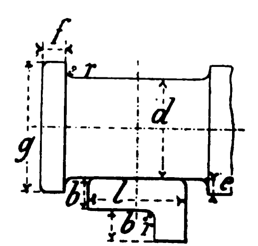


Fig. 1915.

Stirnzapfen
und Schablone zur Abrundung der Lagerläufe.

Tabelle 249.

d	e	f	g	r	l	b
40	5	8	50	3	40	20
50	6	10	62	3	50	25
60	7	10	74	3	60	30
70	8	10	86	4	70	35
80	9	12	98	4	80	35
90	10	12	110	4	90	35
100	10	12	120	5	100	40
110	11	15	132	5	110	40
120	12	18	144	6	120	50
130	12	18	154	6	120	50
140	13	20	166	7	120	50
150	13	20	176	7	120	50
160	14	22	188	8	120	50
170	14	22	198	8	120	50
180	15	25	210	9	120	50
190	16	25	222	9	120	50
200	18	25	236	10	130	50
220	19	30	258	10	130	50
240	20	30	280	12	130	50
260	21	30	302	13	130	50
280	22	30	324	14	130	50
300	24	30	348	15	130	50
320	25	30	370	16	140	50
340	26	35	392	17	140	50
360	28	35	416	18	140	50
380	30	40	440	20	140	50
400	31	40	462	20	140	50
450	35	45	522	22	140	50
500	38	50	576	25	140	50

Bearbeitung von Kurbelzapfen s. Seite 65.

Torsionskeile.

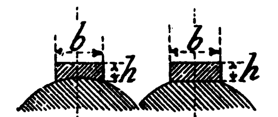


Fig. 1916—1917.

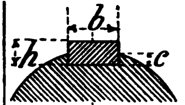


Fig. 1918.

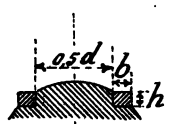


Fig. 1919.

Tabelle 250. Millimeter.

Welle	Hohl- u. Flachkeil Fig. 1916—1917.		Nutenkeil Fig. 1918.			Doppelkeil Fig. 1919.	
d	*b*	*h*	*b*	*h*	*c*	*b*	*h*
20—29	11	4	11	6	2	—	—
30—39	13	5	13	7	2	—	—
40—49	15	6	15	8	3	—	—
50—59	17	6	17	9	3	—	—
60—69	19	7	19	10	4	—	—
70—79	21	7	21	12	4	—	—
80—89	23	8	23	13	5	—	—
90—99	25	10	25	14	5	—	—
100—119	30	12	30	16	6	—	—
120—139	—	—	34	18	7	—	—
140—159	—	—	38	20	8	—	—
160—179	—	—	42	22	8	—	—
180—199	—	—	46	24	9	—	—
200—219	—	—	50	27	10	25	20
220—239	—	—	55	30	12	28	22
240—259	—	—	60	34	13	30	24
260—279	—	—	65	36	14	33	26
280—299	—	—	70	38	15	35	28
300—324	—	—	75	40	16	38	30
325—349	—	—	80	43	17	40	32
300—374	—	—	86	46	18	43	34
375—399	—	—	92	50	20	46	36
400—449	—	—	100	55	22	50	40
450—500	—	—	110	60	24	55	44

Den Anzug des Keiles nehme man $= {}^{1}/_{100}$ von der Länge.

Keilverbindungen.

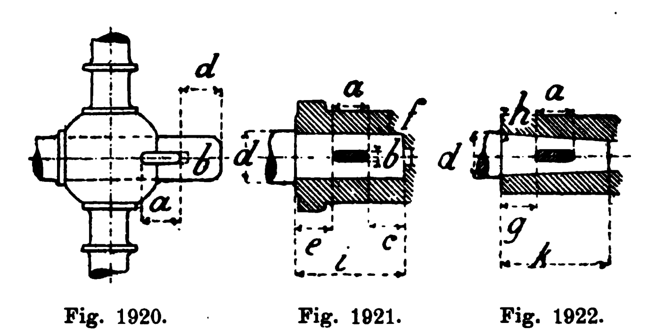


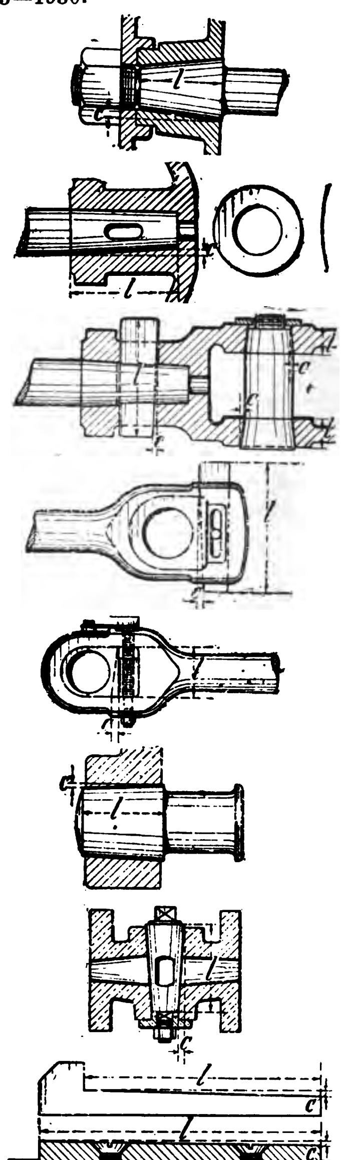
Fig. 1920. Fig. 1921. Fig. 1922.

Tabelle 251. Millimeter.

				Gusseisen		Schmiedeeisen			
d	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*
30	24	8	20	25	16	20	10	70	68
35	28	9	25	30	18	22	12	85	80
40	32	10	30	34	20	25	13	95	93
45	36	11	32	38	22	28	14	105	102
50	40	12	35	44	24	32	16	120	114
60	50	15	42	52	30	38	18	145	138
70	57	18	50	60	35	44	22	165	161
80	64	21	56	63	40	50	25	190	181
90	72	23	63	72	45	55	28	210	203
100	80	25	70	80	50	65	30	230	229
125	105	32	85	100	60	80	35	290	287
150	140	37	105	120	70	100	40	365	366
200	200	50	140	160	85	130	50	500	498

Wahl des Konus.

Fig. 1923—1930.



Kolbenstange im Kolben mit Mutter

Konicität $c = \frac{1}{10} l$

Kolbenstange im Kreuzkopf mit Keil

Konicität $c = \frac{1}{24} l$

Kolbenstangenkeil im Kreuzkopf

Konicität $c = \frac{1}{40} l$

Kreuzkopfbolzen im Kreuzkopf

Konicität $c = \frac{1}{8} l$

Schubstangenkeil mit Hammer anzuziehen

Konicität $c = \frac{1}{15} l$

Schubstangenkeil mit Schraube anzuziehen

Konicität $c = \frac{1}{5} l$

Kurbelzapfen der Kurbel

Konicität $c = \frac{1}{24} l$

Hahnküken

Konicität $c = \frac{1}{9} l$

Keile

Konicität d. Nasenkeile $c = \frac{1}{100} l$

Konicität der Federkeile $c = \frac{1}{100} l$

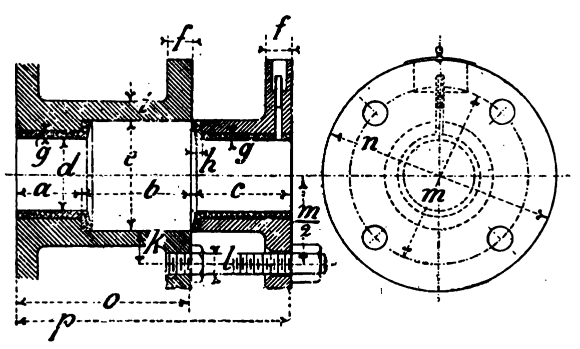


Fig. 1931—1932.

Ventilkegel.

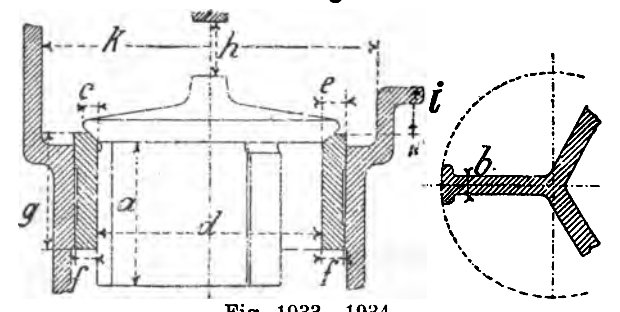


Fig. 1933—1934.

Tabelle 252. Millimeter.

d	Hub h	a	b	c	e	f	g	i	k
20	6	27	3	2	4	3	23	8	35
30	7	30	3	3	5	4	26	10	40
40	8	35	4	4	5	4	30	12	55
50	9	40	4	4	6	5	34	15	70
60	10	45	5	5	7	6	38	18	85
70	11	50	5	5	8	7	42	20	100
80	12	55	6	6	9	8	46	22	115
90	13	60	7	6	10	9	50	24	130
100	14	65	7	7	11	10	54	26	145

Stopfbüchsen. Fig. 1931–1932.

Tabelle 253. Millimeter.

										Schrauben					
d	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	Zahl	*l*	*m*	*n*	*o*	*p*
10	10	40	39	26	12	—	4	8	17	2	10	60	88	50	89
12	10	43	42	30	13	—	4	8	18	2	10	66	95	53	95
14	10	46	45	33	14	—	4	8	19	2	10	71	100	56	101
16	15	49	48	36	15	—	4	8	20	2	13	76	110	64	112
18	15	52	51	40	16	—	5	10	22	2	13	84	118	67	118
20	15	55	53	43	17	3	5	10	23	2	13	89	122	70	123
23	15	58	57	50	18	3	5	10	24	2	13	98	132	73	130
26	20	62	60	55	19	3	5	11	25	2	13	105	138	82	142
30	20	60	63	60	20	4	6	12	25	2	16	110	144	86	149
33	25	70	67	65	21	4	6	12	27	2	16	119	160	95	162
36	30	75	71	70	22	4	6	13	29	2	16	128	168	105	176
40	30	80	75	75	23	5	7	14	30	2	16	135	174	110	185
43	35	85	79	80	24	5	7	15	32	2	20	144	192	120	199
46	35	90	82	85	25	5	8	15	33	2	20	151	200	125	207
50	40	100	86	90	26	6	8	16	34	3	20	158	206	135	221
55	45	105	91	95	27	6	8	17	34	3	20	163	212	145	236
60	50	105	96	100	28	7	9	18	34	3	20	168	216	155	251
65	55	110	101	105	29	7	9	19	35	3	20	175	230	165	266
70	60	115	106	110	30	8	10	20	35	3	23	180	234	175	281
75	65	120	110	120	30	8	10	21	38	3	23	196	250	185	295
80	70	125	115	125	31	8	10	22	40	4	23	205	254	195	310
85	75	130	119	130	31	9	11	23	40	4	23	210	270	205	324
90	80	135	124	135	32	9	11	24	40	4	26	215	274	215	339
95	85	140	128	140	32	9	11	25	40	4	26	220	280	225	353
100	90	150	134	150	34	10	12	26	44	4	30	238	304	240	374
105	90	155	138	155	34	10	12	27	44	4	30	243	308	245	383
110	95	160	143	160	35	10	12	28	44	4	30	248	314	255	398
115	95	165	147	165	35	10	13	28	44	4	30	253	318	260	407
120	100	170	152	170	36	11	13	29	45	4	30	260	322	270	422
125	100	180	157	180	37	11	13	30	47	4	33	274	348	280	437
130	105	185	162	185	38	11	14	30	48	4	33	281	352	290	452
135	105	190	167	190	38	11	14	30	48	4	33	286	358	295	462
140	110	195	171	195	39	12	15	31	49	4	36	293	372	305	476
145	110	200	175	200	39	12	15	31	49	4	36	298	376	310	485
150	120	210	180	210	40	12	16	32	52	4	36	314	392	330	510
160	120	215	184	220	41	13	16	33	54	4	40	328	412	335	519
170	130	220	188	230	42	13	17	33	54	4	40	338	422	350	538
180	130	225	193	240	43	13	17	33	54	4	40	348	432	355	548
190	140	230	197	250	44	13	18	34	55	4	40	360	452	370	567
200	140	235	200	265	45	14	18	35	58	4	43	383	470	375	575

Ventile.

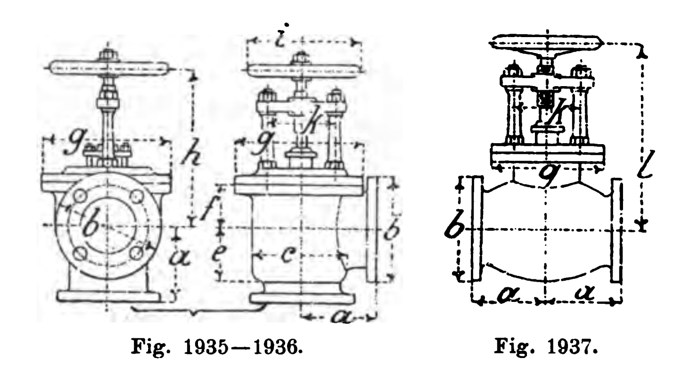


Fig. 1935—1936. Fig. 1937.

Tabelle 254. Millimeter.

d	*a*	*b*	*c*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*
20	70	100	25	35	35	110	160	130	50	225
30	80	120	50	55	55	125	180	140	60	240
40	90	140	75	60	60	140	200	150	70	260
50	100	160	90	65	65	160	220	170	80	280
60	110	175	105	70	70	180	240	180	90	300
70	120	185	120	75	75	200	260	200	100	320
80	130	200	135	80	80	220	280	210	110	340
90	140	215	150	90	85	240	300	230	120	360
100	150	230	165	100	90	260	320	240	130	380
110	160	245	180	110	95	280	340	250	140	400
120	170	260	200	120	100	300	360	270	150	420
130	180	275	215	130	110	320	380	280	160	440
140	190	285	230	140	115	335	400	300	170	460
150	200	290	240	150	120	350	425	310	175	475

Zahl und Stärke der Schrauben

für Röhren mit hohem Druck (vergl. auch Seite 494)

Tabelle 255.

Lichter Rohr-Durchm.	Druck in Atm.													
	7*)		10		15		20		40		60		80	
mm	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm
40	4	$^1/_2$	4	$^1/_2$	4	$^1/_2$	4	$^1/_2$	4	$^1/_2$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$
50	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	6	$^5/_8$
60	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	6	$^5/_8$	6	$^3/_4$
70	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	6	$^5/_8$	6	$^3/_4$	6	$^7/_8$
80	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	6	$^5/_8$	6	$^3/_4$	6	$^7/_8$	6	1
90	4	$^5/_8$	4	$^5/_8$	6	$^5/_8$	6	$^3/_4$	6	$^7/_8$	6	1	8	1
100	4	$^3/_4$	4	$^3/_4$	6	$^3/_4$	6	$^7/_8$	6	1	8	1	8	$1^1/_8$
125	4	$^3/_4$	4	$^3/_4$	6	$^7/_8$	6	1	8	1	8	$1^1/_8$	8	$1^1/_4$
150	6	$^3/_4$	6	$^3/_4$	6	1	8	1	8	$1^1/_8$	10	$1^1/_8$	—	—
175	6	$^3/_4$	6	$^3/_4$	8	1	8	$1^1/_8$	10	$1^1/_8$	10	$1^1/_4$	—	—
200	6	$^3/_4$	6	$^3/_4$	8	$1^1/_8$	10	$1^1/_8$	10	$1^1/_4$	10	$1^3/_8$	—	—
250	8	$^3/_4$	8	$^3/_4$	10	$1^1/_8$	10	$1^1/_4$	10	$1^3/_8$	12	$1^3/_8$	—	—
300	8	$^3/_4$	8	$^7/_8$	10	$1^1/_4$	10	$1^3/_8$	12	$1^3/_8$	12	$1^1/_2$	—	—
400	10	$^7/_8$	10	1	12	$1^1/_4$	12	$1^3/_8$	14	$1^1/_2$	—	—	—	—
600	16	1	16	$1^1/_8$	18	$1^1/_4$	18	$1^1/_2$	—	—	—	—	—	—
800	20	$1^1/_8$	20	$1^1/_2$	22	$1^1/_2$	—	—	—	—	—	—	—	—

Für **rechteckige Gefässe,** z. B. **Schieberkasten** von derselben Querschnittfläche wie das Rohr, sind 2 bis 4 Schrauben mehr zu nehmen.

Nötige Schraubenentfernung

um die Schraubenmuttern mit dem Schraubenschlüssel noch bequem anziehen zu können.

Tabelle 256. Millimeter.

Schraubendurchmesser in Zoll engl.												
$^1/_2$	$^5/_8$	$^3/_4$	$^7/_8$	1	$1^1/_8$	$1^1/_4$	$1^3/_8$	$1^1/_2$	$1^5/_8$	$1^3/_4$	$1^7/_8$	2
50	58	65	70	85	90	100	110	120	130	135	144	150

*) Die Werte dieser Rubrik sind der Normaltabelle S. 474 entnommen.

Specifische Gewichte (abgerundet). Tabelle 257.

Gusseisen	7,3	Rotguss	8,7
Schmiedeeisen und Stahl	7,8	Weissguss	7,3
Kupfer	8,8	Blei	11,4

Quadrat- u. Rundeisen pro lfd. m in kg. Tabelle 258.

Dicke-Drchm. mm	□ Eisen	○ Eisen	Dicke-Drchm. mm	□ Eisen	○ Eisen	Dicke-Drchm. mm	□ Eisen	○ Eisen	Dicke-Drchm. mm	□ Eisen	○ Eisen
5	0,20	0,15	29	6,54	5,14	56	24,4	19,2	140	153	120
6	0,28	0,22	30	7,00	5,50	58	26,2	20,6	145	164	129
7	0,38	0,30	31	7,48	5,87	60	28,0	22,0	150	175	137
8	0,50	0,39	32	7,97	6,26	62	29,9	23,5	160	199	156
9	0,63	0,50	33	8,38	6,65	64	31,9	25,0	170	225	176
10	0,78	0,61	34	8,99	7,06	66	33,5	26,6	180	252	198
11	0,94	0,74	35	9,53	7,49	68	36,0	28,3	190	281	221
12	1,12	0,88	36	10,1	7,92	70	38,1	29,9	200	311	244
13	1,32	1,03	37	10,7	8,37	72	40,3	31,7	210	343	269
14	1,53	1,20	38	11,2	8,82	74	42,6	33,5	220	377	295
15	1,75	1,38	39	11,8	9,29	76	44,9	35,3	230	412	323
16	1,99	1,56	40	12,5	9,78	78	47,3	37,2	240	448	351
17	2,25	1,77	41	13,1	10,3	80	49,8	39,1	250	486	381
18	2,52	1,98	42	13,7	10,8	85	56,2	44,2	260	527	414
19	2,81	2,21	43	14,4	11,3	90	63,0	49,5	270	569	447
20	3,11	2,44	44	14,9	11,8	95	70,2	55,2	280	612	480
21	3,43	2,70	45	15,8	12,4	100	77,8	61,1	290	656	515
22	3,73	2,96	46	16,5	12,9	105	85,6	67,4	300	702	551
23	4,12	3,23	47	17,2	13,5	110	94,1	73,9	310	750	588
24	4,48	3,52	48	17,9	14,1	115	103	80,8	320	799	627
25	4,86	3,82	49	18,7	14,7	120	112	88,0	330	849	667
26	5,26	4,13	50	19,5	15,3	125	122	95,5	340	902	708
27	5,67	4,46	52	21,0	16,5	130	132	103	350	956	750
28	6,10	4,79	54	22,7	17,8	135	142	111	360	1011	794

Gewicht von 1 qm Blech in kg. Tabelle 259.

Dicke in mm	Schmiedeeisen	Gusseisen	Gussstahl	Kupfer	Messing	Zink	Blei
1	7,8	7,3	7,9	8,9	8,6	6,9	11,4
2	15,6	14,5	15,7	17,8	17,1	13,8	22,8
3	23,3	21,8	23,6	26,7	25,7	20,7	34,2
4	31,1	29,0	31,5	35,6	34,2	27,6	45,6
5	38,9	36,3	39,4	44,5	42,8	34,5	57,0
6	46,7	43,5	47,2	53,4	51,3	41,4	68,4
7	54,5	50,8	55,1	62,3	59,9	48,3	79,8
8	62,2	58,0	63,0	71,2	68,4	55,2	91,2
9	70,0	65,3	70.8	80,1	77,0	62,1	102‘6
10	77,8	72,5	78,7	89,0	85,5	69,0	114,0
11	85,6	79.8	86,6	97,9	94,1	75,9	125,4
12	93,4	87,0	94,4	106,8	102,6	82,8	136,8
13	101,1	94,3	102,3	115,7	111,2	89,7	148,2
14	108,9	101,5	110,2	124,6	119,7	96,6	159,6
15	116,7	108.8	118,1	133,5	128,3	103,5	171,0
16	124,5	116,0	125,9	142,4	136,8	110,4	182,4
17	132,3	123,3	133,8	151,3	145,4	117,3	193,8
18	140,0	130,5	141,7	160,2	153,9	124,2	205,2
19	147,8	137,8	149,5	169,1	162,5	131,1	216,6
20	155,6	145,0	157,4	178,0	171,0	138,0	228,0

Gewichte der Flacheisen pro lfd. m in kg. Tabelle 260.

Dicke in mm	Breite in Millimeter													
	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100
1	0,08	0,12	0,16	0,20	0,23	0,27	0,31	0,35	0,39	0,47	0,55	0,62	0,70	0,78
2	0,16	0,23	0,31	0,39	0,47	0,55	0,62	0,70	0,78	0,94	1,09	1,25	1,40	1,56
3	0,23	0,35	0,47	0,58	0,70	0,82	0,94	1,05	1,17	1,40	1,64	1,87	2,10	2,34
4	0,31	0,47	0,62	0,78	0,94	1,09	1,25	1,40	1,56	1,87	2,18	2,49	2,80	3,12
5	0,39	0,58	0,78	0,97	1,17	1,36	1,56	1,75	1,95	2,34	2,73	3,12	3,51	3,90
6	0,47	0,70	0,94	1,17	1,40	1,64	1,87	2,10	2,34	2,80	3,27	3,74	4,21	4,67
7	0,55	0,82	1,09	1,36	1,64	1,91	2,18	2,45	2,73	3,27	3,82	4,36	4,91	5,45
8	0,62	0,94	1,25	1,56	1,87	2,18	2,49	2,80	3,12	3,74	4,36	4,99	5,61	6,23
9	0,70	1,05	1,40	1,75	2,10	2,45	2,80	3,16	3,51	4,21	4,91	5,61	6,31	7,01
10	0,78	1,17	1,56	1,95	2,34	2,73	3,12	3,51	3,90	4,67	5,45	6,23	7,00	7,79
11	0,86	1,29	1,71	2,14	2,57	3,00	3,43	3,86	4,29	5,14	6,00	6,86	7,71	8,57
12	0,94	1,40	1,87	2 34	2,80	3,27	3,74	4,21	4,67	5,61	6.54	7,48	8,41	9,35
13	1,01	1,52	2 03	2,53	3,04	3.54	4.05	4,56	5,06	6 08	7,09	8,10	9,11	10,1
14	1,09	1,64	2,18	2,73	3·27	3,82	4,36	4,91	5,45	6,54	7.63	8,73	9,82	10,9
15	1.17	1,75	2,34	2,92	3,51	4.09	4,67	5,26	5,84	7,01	8,18	9,35	10,5	11,7
16	1,25	1,87	2.49	3,12	3,74	4 36	4.99	5.61	6,23	7,48	8,73	9,97	11,2	12,5
17	1,32	1,99	2.65	3,31	3,97	4,64	5,30	5.96	6,62	7,95	9,27	10,6	11,9	13,2
18	1,40	2,10	2,80	3,51	4,21	4.91	5,61	6.31	7,01	8,41	9.82	11,2	12.6	14,0
19	1,48	2,22	2.96	3,70	4,44	5,18	5,92	6,66	7.40	8,88	10,4	11,8	13,3	14,8
20	1,56	2,34	3,12	3,90	4,67	5,45	6,23	7.01	7,79	9,35	10,9	12,5	14,0	15,6
21	1,64	2,45	3,27	4,09	4,91	5,73	6,54	7,36	8,18	9,82	11,5	13,1	14,7	16,4
22	1,71	2,57	3,43	4,29	5,14	6,00	6,86	7,71	8,57	10,3	12,0	13,7	15,4	17,1
23	1.79	2,69	3,59	4,48	5,38	6,27	7,17	8,06	8,96	10,8	12.5	14.3	16,1	17,9
24	1,87	2,80	3,74	4,67	5,61	6,54	7,48	8,41	9,35	11,2	13,1	15,0	16,8	18,7
25	1,95	2,92	3,90	4,87	5.84	6 82	7.79	8,76	9,74	11,7	13,6	15,6	17,5	19,5
26	2,03	3,04	4,05	5,06	6,08	7,09	8,10	9,11	10,1	12,2	14,2	16,2	18,2	20,3
27	2,10	3,16	4.21	5.26	6,31	7,36	8,41	9,47	10,5	12,6	14,7	16,8	18,9	21,0
28	2,18	3,27	4,36	5,45	6,54	7,63	8,73	9,82	10,9	13,1	15,3	17,5	19,6	21,8
29	2 26	3,39	4.52	5,65	6,78	7,91	9,04	10,2	11,3	13 6	15,8	18,1	20,3	22,6
30	2,34	3,51	4.67	5,84	7,01	8,18	9,35	10,5	11,7	14,0	16 4	18,7	21,0	23,4
31	2,42	3,62	4,83	6,04	7,25	8,45	9,66	10,9	12,1	14,5	16,9	19,3	21,7	24,2
32	2,49	3,74	4 99	6.23	7,48	8,72	9,97	11,2	12,5	15,0	17,5	20,0	22,4	24,9
33	2,57	3,86	5,14	6,43	7,71	9,00	10,3	11,6	12,9	15,4	18.0	20,6	23,1	25,7
34	2,65	3,97	5,30	6,62	7,95	9,27	10,6	11,9	13,2	15,9	18,5	21,2	23,8	26,5
35	2,73	4,09	5,45	6,82	8,18	9,54	10,9	12,3	13,6	16,4	19,1	21,8	24,5	27,3
36	2,80	4,21	5,61	7,01	8,41	9,82	11,2	12,6	14,0	16,8	19,6	22,4	25,2	28,0
37	2,88	4,32	5,77	7,21	8,65	10,1	11,5	13,0	14,4	17,3	20,2	23,1	25,9	28,8
38	2,96	4,44	5.92	7,40	8,88	10,4	11,8	13,3	14,8	17,8	20,7	23,7	26 6	29,6
39	3,04	4,56	6,08	7,60	9,11	10,6	12,2	13,7	15,2	18,2	21,3	24,3	27,3	30,4
40	3,12	4,67	6,23	7,79	9,35	10,9	12,5	14,0	15,6	18,7	21,8	24,9	28,0	31,2
41	3,19	4,79	6,39	7,99	9,58	11,2	12.8	14,4	16,0	19,2	22,4	25,6	28,8	31,9
42	3,27	4,91	6,54	8,18	9,82	11,5	13,1	14,7	16.4	19.6	22,9	26,2	29,5	32,7
43	3,35	5,03	6,70	8,37	10,1	11,7	13.4	15,1	16,8	20,1	23,5	26,8	30,2	33,5
44	3,43	5,14	6.86	8,57	10,3	12,0	13,7	15,4	17,1	20,6	24,0	27,4	30,9	34,3
45	3,51	5,26	7,01	8,76	10,5	12,3	14,0	15,8	17,5	21,0	24,5	28,0	31,6	35,1
46	3,58	5,38	7,17	8,96	10,8	12,5	14,3	16,1	17,9	21,5	25,1	28,7	32,3	35,8
47	3,66	5,49	7,32	9,15	11,0	12,8	14,7	16,5	18.3	22,0	25.6	29,3	33,0	36,6
48	3,74	5,61	7,48	9,35	11,2	13,1	15,0	16,8	18,7	22.4	26.2	29,9	33,7	37,4
49	3,82	5,73	7,63	9,54	11,5	13,4	15,3	17,2	19,1	22,9	26,7	30,5	34,4	38,2
50	3,90	5,84	7,79	9,74	11,7	13,6	15,6	17,5	19,5	23,4	27,3	31,2	35,1	39,0

Kreisumfang und Inhalt.

Tabelle 261.

Durchmesser	Umfang	Inhalt	Durchmesser	Umfang	Inhalt	Durchmesser	Umfang	Inhalt
0,5	1,571	0,1964	21	65,97	346,36	41,5	130,4	1352,7
1	3,142	0,7854	21,5	67,54	363,05	42	131,9	1385,4
1,5	4,712	1,7671	22	69,12	380,13	42,5	133,5	1418,6
2	6,283	3,1416	22,5	70,69	397,61	43	135,1	1452,2
2,5	7,854	4,9087	23	72,26	415,48	43,5	136,7	1486,2
3	9,425	7,0686	23,5	73,83	433,74	44	138,2	1520,5
3,5	11,000	9,6211	24	75,40	452,39	44,5	139,8	1555,3
4	12,566	12,566	24,5	76,97	471,44	45	141,4	1590,4
4,5	14,173	15,902	25	78,54	490,87	45,5	142,9	1626,0
5	15,71	19,635	25,5	80,11	510,71	46	144,5	1661,9
5,5	17,28	23,758	26	81,68	530,93	46,5	146,1	1698,2
6	18,85	28,274	16,5	83,25	551,55	47	147,7	1734,9
6,5	20,40	33,183	27	84,82	572,56	47,5	149,2	1772,1
7	21,99	38,485	27,5	86,39	593,90	48	150,8	1809,6
7,5	23,56	44,179	28	87,96	615,75	48,5	152,4	1847,5
8	25,13	50,265	28,5	89,54	637,94	49	153,9	1885,7
8,5	26,70	56,745	29	91,11	660,52	49,5	155,5	1924,4
9	28,27	63,617	29,5	92,68	683,49	50	157,1	1963,5
9,5	29,85	70,882	30	94,25	706,86	50,5	158,7	2003,0
10	31,42	78,540	30,5	95,82	730,62	51	160,2	2042,8
10,5	32,99	86,590	31	97,39	754,77	51,5	161,8	2083,1
11	34,56	95,033	31,5	98,96	779,31	52	163,4	2123,7
11,5	36,13	103,87	32	100,53	804,25	52,5	164,9	2164,8
12	37,70	113,10	32,5	102,10	829,58	53	166,5	2206,2
12,5	39,27	122,72	33	103,63	855,30	53,5	168,1	2248,0
13	40,84	132,73	33,5	105,24	881,41	54	169,6	2290,2
13,5	42,41	143,14	34	106,8	907,92	54,5	171,2	2332,8
14	43,98	153,94	34,5	108,4	934,82	55	172,8	2375,8
14,5	45,55	165,13	35	110,0	962,11	55,5	174,4	2419,2
15	47,12	176,71	35,5	111,5	989,80	56	175,9	2463,0
15,5	48,69	188,69	36	113,1	1017,88	56,5	177,5	2507,2
16	50,27	201,06	36,5	114,7	1046,35	57	179,1	2551,8
16,5	51,84	213,82	37	116,2	1075,21	57,5	180,6	2596,7
17	53,41	226,98	37,5	117,8	1104,47	58	182,2	2642,1
17,5	54,98	240,53	38	119,4	1134,11	58,5	183,8	2687,8
18	56,55	254,47	38,5	121,0	1164,16	59	185,4	2734,0
18,5	58,12	268,80	39	122,5	1194,59	59,5	186,9	2780,5
19	59,69	283,53	39,5	124,1	1225,40	60	188,5	2827,4
19,5	61,26	298,65	40	125,7	1256,6	60,5	190,1	2874,8
20	62,83	314,16	40,5	127,2	1288,2	61	191,6	2922,5
20,5	64,40	330,06	41	128,8	1320,3	61,5	193,2	2970,6

(Fortsetzung von Tabelle 261.)

Durchmesser	Umfang	Inhalt	Durchmesser	Umfang	Inhalt	Durchmesser	Umfang	Inhalt
62	194,8	3019,1	75	235,6	4417,9	88	276,5	6082,1
62,5	196,4	3068,0	75,5	237,2	4477,0	88,5	278,0	6151,4
63	197,9	3117,2	76	238,8	4536,5	89	279,6	6221,1
63,5	199,5	3166,9	76.5	240,3	4596,3	89,5	281,2	6291,2
64	201,1	3217,0	77	241,9	4656,6	90	282.7	6361,7
64,5	202,6	3267,5	77,5	243,5	4717,3	90,5	284,3	6432,6
65	204,2	3318,3	78	245,0	4778.4	91	285,9	6503,9
65,5	205,8	3369,6	78,5	246,6	4839,8	91,5	287.5	6575,5
66	207,3	3421,2	79	248,2	4901,7	92	289,0	6647,6
66,5	208,9	3473,2	79,5	249.8	4963,9	92,5	290,6	6720,1
67	210,5	3525,7	80	251,3	5026,5	93	292,2	6792,9
67.5	212,1	3578,5	80,5	252,9	5089,6	93,5	293,7	6866,1
68	213,6	3631,7	81	254,5	5153,0	94	295,3	6939,8
68,5	215.2	3685,3	81,5	256,0	5216.8	94,5	296,9	7013,8
69	216,8	3739,3	82	257,6	5281,0	95	298,5	7088,2
69,5	218,3	3793,7	82,5	259,2	5345,6	95,5	300,0	7163,0
70	219,9	3848,5	83	260,8	5410,6	96	301,6	7238,2
70,5	221,5	3903.6	83,5	262.3	5476,0	96,5	303,2	7313,8
71	223,1	3959,2	84	263,9	5541,8	97	304,7	7389,8
71,5	224,6	4015,2	84,5	265,5	5607,9	97,5	306,3	7466,2
72	226,2	4071,5	85	267,0	5674,5	98	307,9	7543,0
72.5	227,8	4128,2	85,5	268.6	5741,5	98,5	309,4	7620,1
73	229,3	4185,4	86	270,2	5808,8	99	311,0	7697,7
73,5	230,9	4242,9	86,5	271,7	5876,5	99,5	312,6	7775,6
74	232,5	4300,8	87	273,3	5944,7	100	314,2	7854,0
74.5	234,0	4359,2	87.5	274 9	6013.2			

Reduktion von:

Druck der Atm. abs. in Kilogramm pro Quadratcentimeter auf Pfund pro Quadratzoll engl.

Tabelle 262.

Atm. abs. . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Pfd. pr. □Zoll engl.	14.2	28,4	42,6	56,8	71.0	85,2	99,4	114	128	142

Reduktion von:

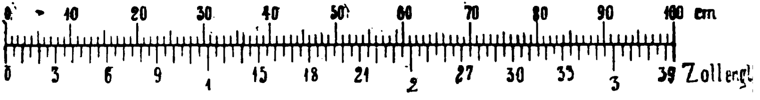
Luftleere in Atm. abs. auf Quecksilbersäule in Centimeter.

Tabelle 263.

Atm. abs. . .	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1.0
Quecksilbersäule in cm	7,6	15,2	22,8	30,4	38,0	45,6	53,2	60,8	68,4	76.0

Reduktionsmassstäbe.

Längenmasse.



I. Centimeter — Zoll engl.

1 Fuss engl. = 30,4 cm, 1 Zoll engl. = 2,54 cm.

Gewichte.

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 kg

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 lb engl.

II. Kilogramm — Pfund engl.

1 kg = 2,205 Pfund engl.

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 kg

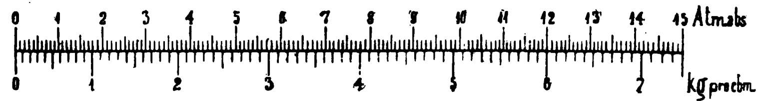
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230 240 lb russisch

1 Pud 2 Pud 3 Pud 4 Pud 5 Pud 6 Pud

III. Kilogramm — Pfund russisch.

Pud = 40 Pfund russisch, 1 kg = 2,442 Pfund russisch.

IV. Dampfgewichte (genauer Seite 335).



Atmosphären abs. — Kilogramm pro Kubikmeter.

1. Beispiel. Welche **Temperatur** und welches Gewicht hat Dampf von 12 Atm. Überdruck?

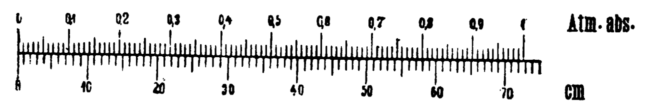
Nach VIII beträgt die Temperatur für 13 Atm. abs. 190,5° Cels. Das Gewicht eines Kubikmeter Dampf nach IV = 6,46 kg pro Kubikmeter.

Flächendruck.



V. kg pro qcm (Atm.) — Pfund pro Quadratzoll engl.

1 Atm. = 14,222 Pfund pro Quadratzoll engl.

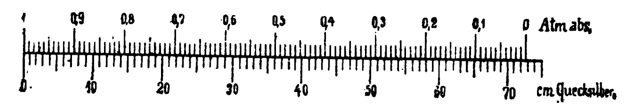


VI. Atmosphären — Centimeter Quecksilbersäule.

2. Beispiel. Das Vakuummeter einer Kondensationsmaschine zeigt 60 cm Vakuum. Welche Temperatur herrscht im Kondensator?

Nach VI entsprechen 60 cm Quecksilbersäure 0,83 Atm. abs. und da es sich um Vakuum handelt 1—0,83 = 0,17 Atm. abs.; aus VII kann dieses direkt abgelesen werden. Die entsprechende Temperatur ist nach IX = 55,5° Cels.

VII. Vakuum.

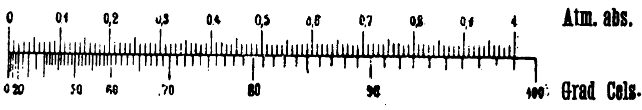


Atmosphären abs. — Quecksilbersäule.

Temperaturen (genauer Seite 335).



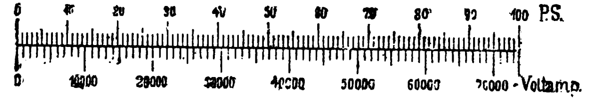
VIII. Wasserdampf bis 15 Atm. abs.



IX. Wasserdampf von 0 — 1 Atm. abs.

Elektricität.

Theoretisch ist 736 Voltampère = 1 PS.



X. Pferdestärke — Voltampère (oder Watt) theoretisch.

3 Beispiel. Eine elektrische Lichtanlage arbeitet mit 400 Ampère bei 110 Volt Stromstärke. Wieviel Pferdekräften entspricht diese Anlage?

Wir haben hier 400 · 110 = 44000 Voltampère. Dieses giebt nach X ca. 60 Pferdekräfte, Wirkungsgrad des Dynamos = 0,9, der Dampfmaschine 0,9 ergiebt $\frac{60}{0,9 \cdot 0,9} = 74$ indizierte Pferdestärken der Dampfmaschine.

Riemenbetrieb (Neuanlagen).

Übertragbare Pferdestärken per 10 cm Riemenbreite.

Durchmesser der kleineren Scheibe mm	Riemengeschwindigkeit bei n = 100 m	Umdrehungen pro Minute												
		60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
200	1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
300	1,5	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,3	2,5	2,7
400	2,1	0,8	1,1	1,3	1,5	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9	3	3,2	3,4	3,6
500	2,6	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5	3	3,2	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8
600	3,1	1,5	1,9	2,2	2,6	3,1	3,5	4	4,4	4,7	5	5,3	5,8	6,2
700	3,7	2	2,3	2,8	3,3	3,8	4,5	4,8	5,2	5,7	6,2	6,5	6,9	7,5
800	4,2	2,4	2,8	3,3	3,9	4,3	5	5,5	6,2	6,8	7,2	7,8	8,2	9
900	4,7	2,7	3,3	3,7	4,3	4,9	5,6	6,4	7	7,7	8,3	8,8	9,6	10
1000	5,2	3	3,5	4,2	4,8	5,7	6,5	7,3	8,1	9	9,6	10	11	12
1200	6,3	4	4,6	5,5	6,6	7,8	9	9,8	10	11	12	13	14	15
1400	7,3	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1600	8,4	7,8	8,5	9,5	11	13	15	16	17	18	19	20	21	22
1800	9,4	9	10	11	12	15	17	18	20	22	23	24	25	26
2000	10	10	11	12	14	17	19	21	23	25	27	28	29	30
2250	12	11	12	13	15	19	22	24	26	28	31	32	33	35
2500	13	12	13	15	17	22	25	27	30	32	35	36	38	-
2750	14	13	14	16	18	24	27	30	33	36	38	40	—	-
3000	16	14	16	18	20	27	31	34	37	40	40	—	—	-

Scheibendurchmesser, **Riemengeschwindigkeit**, **Umdrehungen**, **Übertragbare Kraft**: für Neuanlagen die in Tabelle den vertikalen dicken Strichen entsprechenden Werte nehmen.

Scheibenverhältnis nicht kleiner als 1 : 5.

Scheibenentfernung $\geqq 1{,}2\,(D + d)$.

Lage der Achsen horizontal oder bis 50° geneigt, steilere Achsenlage bedingt breitere Riemen.

Drehrichtung, das untere Trum soll möglichst das ziehende sein.

Durchsenkung auf der schlaffen Strecke

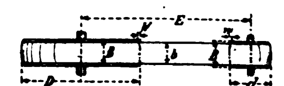
	70	125	200 mm
bei Riemenbreite	100	200	500 mm

Kraftverlust 2 bis 4% der Gesamtübertragung.

Scheibenbreite $B = \frac{b}{} + 10$ mm.

Wölbung, grössere Scheibe $W = 0{,}025\,B$

kleinere Scheibe $w = \frac{d}{D} \cdot W + 2{,}5$ mm.



Scheibenbreite und -Wölbung.

Haltbarkeit der Riemen etwa 15 Jahre.

Beispiel. Auf eine neue Welle B sollen von der vorhandenen Transmission A 12 PS übertragen werden. A macht 100 Umdrehungen, B soll 140 machen. Die kleinere Scheibe kommt auf B und ergiebt Tabelle einen Scheibendurchmesser [illegible] 1200 mm bei 100 mm Riemenbreite.

A	B
$n = 100$	$n = 140$
	20 PS

Wählen wir den **Riemen** 200 mm breit (pro 100 mm Breite also 6 PS), so giebt die Tabelle 800 mm Durchmesser. Die Gegenscheibe auf Transmission A muss $\frac{800 \cdot 140}{100} = 1120$ mm erhalten.

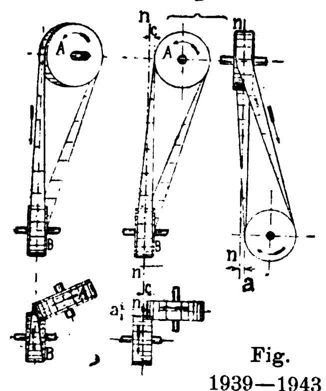


Fig. 1939—1943

Halbgeschränkte Riemen.

Der Riemen darf nur **an der Ablaufstelle** abgelenkt werden, d. h. **die Spuren der Ablaufstellen müssen in einer geraden liegen, die senkrecht auf dem Wellenmittel steht.**

Scheibenverschiebung:

bei der **treibenden** Scheibe $c = 0{,}2$ der Riemenbreite,

bei der **getriebenen** Scheibe $a = 0{,}5$ der Riemenbreite.

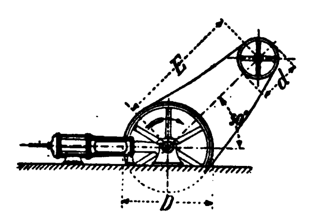
Bei kleineren Schränkungen wie z. B. Fig. 1938 wird entsprechend weniger genommen.

Hanfseilbetrieb.

Übertragbare Pferdestärken für ein Seil.

Seildurchmesser mm	Durchmesser der kleineren Scheibe mm	Seilgeschwindigkeit bei n = 100 m	Umdrehungen pro Minute.												
			60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
25	1200	6,6	1,4	1,6	2	2,3	2,7	3	3,2	3,5	3,7	4	4,2	4,6	5
„	900	5,2	1	1,2	1,4	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5
„	650	4	0,5	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
30	1400	7,8	2,5	3	3,8	4,4	5	5,7	6,3	6,8	7,3	7,7	8,1	8,9	9,4
„	1100	6,3	1,5	2	2,4	2,8	3,2	3,5	3,9	4,2	4,5	4,8	5,2	5,6	5,9
„	800	4,7	0,8	1	1,3	1,6	1,8	2	2,3	2,4	2,7	2,8	3	3,3	3,4
35	1700	9,2	4	4,9	6	7	8,1	9,1	10	11	11	12	13	13	14
„	1400	7,3	2,5	3,2	3,8	4,5	5,3	5,8	6,4	7	7,5	8	8,5	9,2	10
„	1000	5,5	1,3	1,7	2	2,4	2,9	3,2	3,4	3,8	4	4,3	4,7	5	5,4
40	2000	10	6	7	8,7	10	12	13	15	16	17	18	19	20	21
„	1600	8,4	3,6	4,5	5,5	6,4	7,6	8,4	9	10	11	11	12	13	14
„	1100	6,3	1,8	2	2,6	3,2	3,8	4	4,4	4,8	5	5,6	6	6,4	6,8
45	2250	12	9	12	14	16	18	20	22	24	25	27	29	31	–
„	1800	9,4	5	7	8	10	11	12	13	14	15	16	18	19	20
„	1350	7	2,5	3,5	4,5	5,5	6,4	6,5	7,5	8,3	9	9,5	10	11	12
50	2500	13	12	15	18	21	24	27	29	32	34	36	38	–	–
„	2000	10	8	10	12	14	16	18	19	21	23	24	25	28	–
„	1500	7,8	5	6,0	7	8,6	10	11	12	13	14	15	16	17	18
55	2750	14	16	20	24	28	32	35	39	42	45	48	–	–	–
„	2200	12	12	15	18	22	25	28	30	33	35	37	39	–	–
„	1750	9,2	7	8	9	11	13	14	15	17	18	19	20	21	–

Scheibendurchmesser
Seilgeschwindigkeit
Umdrehungen
Übertragbare Kraft
Seildurchmesser
} für Neuanlagen die in Tabelle den vertikalen dicken Strichen entsprechenden Werte nehmen. Für Seile über 30 mm Durchm. wähle man wenn möglich die ebere grössere Scheibe.



Lage der Achsen horizontal oder bis 50° geneigt.

Drehrichtung, das untere Trum soll möglichst das ziehende sein

Achsenentfernung E nicht kleiner als $1{,}2\ (D + d)$.

Material Baumwolle zu wählen für kleine Durchmesser und unregelmässige Kraftübertragung (Stösse).

Spleissen von geübten Arbeitern besorgen lassen. Eine Spleissung dauert etwa drei Stunden Zugabe für Spleissen 4 m (für jedes Ende 2 m).

Einfetten der Seile mit geeigneter Seilschmiere hat auch drei Wochen, dann alle drei Monate zu erfolgen.

Haltbarkeit der Seile hängt wesentlich vom richtigen Aufbringen und Spleissen derselben ab, ebenso vom Scheibendurchmesser. Bei guten Verhältnissen kann man acht Jahre Haltbarkeit annehmen.

Kraftverlust 3 bis 20% der Gesamtübertragung. Je grösser die Scheibe im Verhältnis zum Seildurchmesser desto geringerer Verlust. Daher grosse Scheibendurchmesser!

Beispiel. Von einer neuen, 150 pferdigen Dampfmaschine M soll eine Transmission T mit 130 Umdrehungen angetrieben werden. Die Dampfmaschine macht 70 Umdrehungen. Die kleinere Scheibe kommt auf T und giebt Tabelle für ein Seil von 50 mm Durchmesser 32 PS bei 2500 mm Durchmesser; es wären

M: $n = 70$ — T: $n = 130$ · 150 PS

also $\frac{150}{32} \sim 5$ Seile nötig. Die Seilscheibe auf der Maschine erhält $\frac{2500 \cdot 130}{70} = 4640$ mm Durchmesser Wählt man statt der 50 mm-Seile solche von 40 mm Durchmesser, so ergiebt die Tabelle kleineren Scheibendurchmesser. (Die Anzahl der Seile wird natürlich grösser.)

Überträgt man mit den Seilen grössere Kräfte als hier angegeben, so ist die Lebensdauer der Seile eine kürzere. 25 % Mehrbelastung mag gestattet sein.

Drahtseilbetrieb.

Übertragbare Pferdestärken für ein Seil.

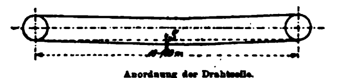
Seildurchmesser mm	Durchmesser der kleineren Scheibe mm	Seilgeschwindigkeit bei n = 100 m	Umdrehungen pro Minute												
			60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
10	2000	16	4,5	6	7	8,3	9,6	10	11	12	13	14	15	16	17
„	1500	7,8	2,9	3,7	4,5	5,2	6,2	6,7	7,3	8	8,6	9	9,5	10,4	11
„	900	5,2	1,3	1,7	2,0	2,3	2,8	3	3,4	3,7	4	4,2	4.4	4.7	5
12	2400	12	8,6	10	13	15	17	18	20	22	24	25	26	28	–
„	1800	9,4	4,8	6.2	7,6	8,8	10	11	12	13	14	15	16	17	18
„	1100	6,3	2,4	3	3,8	4,2	4,8	5,4	6	6,6	6	7	7,8	8,4	9
14	2800	15	14	17	21	24	28	30	34	36	38	40	42	—	–
„	2100	11	8	10	12	16	17	19	21	22	24	26	27	29	–
„	1600	7,3	4	5	6	7	8	8,8	9,7	10	11	11	12	13	13
16	3200	17	20	25	29	34	40	44	48	53	57	59	—	—	–
„	2400	12	13	16	19	22	25	28	31	33	37	40	42	—	–
„	1500	8,4	6	7,5	9	10	11	13	14	16	17	18	19	21	22
18	3600	19	26	32	38	44	52	57	64	69	73	77	—	—	–
„	2700	14	16	20	24	28	33	36	40	43	46	50	58	—	–
„	1700	9,4	7,5	10	12	14	16	18	20	23	24	25	26	28	–
21	4200	22	40	50	60	70	82	90	98	106	—	—	—	—	–
„	3100	17	23	30	36	43	50	55	61	66	71	—	—	—	–
„	2000	11	11	14	17	20	25	25	28	31	33	35	37	—	–

Anwendung für unregelmässige Kraftübertragung (Stösse) nicht geeignet.

Scheibendurchmesser
Seilgeschwindigkeit
Umdrehung der Achse
Übertragbare Kraft
Seildurchmesser
} für Neuanlagen die in Tabelle den vertikalen dicken Strichen entsprechenden Werte nehmen. Für Seile über 16 mm Durchmesser nehme man, wenn möglich, die obere grössere Scheibe.

Achsenentfernung, kleinste zulässige 20 m, sonst künstliche Seilspannung nötig. Über 100 m Achsenentfernung sind Tragrollen anzuordnen.

Achsenlage nur horizontal.



Anordnung der Drahtseile.

Drehrichtung, das untere Trum soll das ziehende sein.

Durchsenkung

des treibenden Trums	$S = 0,2$	0,8	1,5 m
des getriebenen Trums	$S = 0,4$	1,6	3 m
bei Achsenentfernung	$E = 10$	50	100 m

Spleissen. Zum Spleissen sind 3 m (für jedes Ende 1,5 m) zuzugeben.

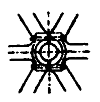
Material für verhältnismässig grosse Scheiben und schwache Beanspruchung der Seile Holzkohleneisen

Material für kleine Scheibendurchmesser Stahldrahtseil aus besonders dünnen Drähten hergestellt.

Haltbarkeit der Seile etwa drei Jahre, dann Reparatur nötig.

Seilscheiben müssen gut ausbalanciert sein und durch Mitnehmerkeil befestigt.

Scheibenkranz mit Hirnledereinlage.



Nabe für Mitnehmerkeil.

Montage der Scheiben und Achsen muss äusserst genau sein.

Schutzvorrichtungen unter dem Seil kosten etwa 3 Mk pro Meter.

Einschmieren der Seile alle vier Monate (gekochtes Leinöl oder Seilfirnis pro kg 1,20 Mk.).

Beispiel. Von vorhandener Welle R sollen 25 PS nach Welle T mittels Drahtseil übertragen werden. Nach Tabelle wäre für 140 Umdrehungen zu wählen ein Drahtseil von 14 mm bei 2000 mm Scheibendurchmesser, oder 12 mm Seildurchmesser bei 2400 mm Scheibendurchmesser.

R — $n = 140$; T — $n = 90$, 25 PS

Überträgt man mit den Seilen grössere Kräfte als hier angegeben, so werden die Seile in kürzerer Betriebszeit unbrauchbar. 25 % Mehrbelastung mag gestattet sein.

Preise der Transmissionen.

Die nachstehenden Angaben sollen nur für Kostenüberschläge einen Anhalt bieten und sind grossen Schwankungen unterworfen.

Wellenleitung.

urchmesser der Welle	mm	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180
reis pro Meter Welle	Mk.	7	9	12	16	20	25	35	50	70	95
„ „ Stehlager	„	13	17	21	25	32	40	60	80	105	160
„ „ Hängelager	„	20	25	32	40	50	70	120			
„ „ Konsollager	„	21	25	30	36	43	53	70	90	120	145
„ „ Scheibenkupplung	„	25	32	40	50	60	70	95	120	150	180
„ „ Stellring	„	3	5	6,5	8	9	11	14	20	27	35

Riemenscheiben (ungeteilt).

urchmesser der Riemenscheiben	mm	200	400	600	800	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000
eis pro Centimeter Kranzbreite	Mk.	0,70	1,40	2	2,70	3,50	4,50	6	7	8,50	12	15

Beispiel:

Wieviel kostet eine Riemenscheibe von 1000 mm rchmesser und 350 mm Kranzbreite?

Nach Tabelle beträgt der Preis bei 1000 mm Durchmesser und 1 cm Breite 3,50 Mk., also für 35 cm Breite $3{,}5 \cdot 35 = 122$ Mk.

Einfache Kernledertreibriemen.

emenbreite	mm	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
eis pro laufendem Meter	Mk.	2	4	7	8	13	15	17	21	30	38	44	50	55

Doppelriemen kosten doppelte Preise.

Preise von Hanfseilscheiben für ein Seil (ungeteilt).

ilscheibendurchmesser	mm	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2250	2500	2750	3000
ildurchmesser 30 mm	Mk.	31	36	41	47	52	62	73	83	93	104				
„ 40 „	„					70	85	99	114	128	142	160	178	197	215
„ 50 „	„						110	131	151	171	191	216	241	267	293

Die Preise in der Tabelle gelten für eine Seilrille und sind zu multiplizieren

für	2	3	4	5	6	7	8	9	10 Seilrillen
mit	1,6	2	2,6	3,2	3,7	4,4	5	5,5	6

Beispiel:

Wie hoch stellt sich der Preis einer Seilscheibe von 0 Durchmesser und 40 Seildurchmesser bei 6 Rillen?

Nach Tabelle beträgt der Preis einer solchen Scheibe 1rillig 114 Mk., 6rillig $3{,}7 \cdot 114 = 421$ Mk.

Hanfseile.

durchmesser		mm	30	35	40	45	50
ilahanf	pro laufendem Meter	Mk.	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8
. Schleisshanf	„ „ „	„	1	1,4	1,6	2	2,3
mwolle	„ „ „	„	1,4	2,1	3,0	3,7	4,3

Preise von einrilligen Drahtseilscheiben mit Hirnlederfütterung (ungeteilt).

chm. der Drahtseilscheiben	mm	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500
urchmesser 10–13	„	37	46	66	87	105	125	150	170	195	230	270	310	345		
„ 14–16	„						160	185	210	240	280	315	355	390	430	460
„ 17–20	„								220	270	320	370	420	470	520	570

Beispiel:

Eine Drahtseilscheibe von 2500 mm Durchmesser für ein 14er Seil würde demnach kosten 315 Mk.

Preise der Drahtseile.

urchmesser		mm	10	11	12	13	14	15	16	18	20
kohleneisendraht	pro lfd. Meter	Mk.	0,26	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,56	0,63	0,70
stahldraht	„ „ „	„	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,70	0,78	0,85	1

Verzinkter Gussstahldraht kostet das 1,2fache.

Beispiel:

ostet ein Gusstahldrahtseil von 13 mm Durchmesser und 83 m Länge? Nach Tabelle $83 \cdot 0{,}55 = 45$ Mk.

Abschnitt XVI.

Winke für den Konstrukteur.

Wenn auch in dem Abschnitt „Details der Dampfmaschinen“, so viel es der Raum gestattete, auf die Vor- und Nachteile der einzelnen Konstruktionen Rücksicht genommen wurde, so ist es doch notwendig, dass der Konstrukteur bezw. der Zeichner nicht mechanisch darauf los zeichnet, sondern seine Gedanken immer bei der Arbeit hat. Er muss über jeden Strich in der Zeichnung Auskunft geben, und die Gründe, weshalb derselbe so und nicht anders gemacht ist, angeben können. Auch das Pausen ist keine mechanische Arbeit, wenn man dabei denkt. **Der nicht denkende** Zeichner wird es niemals zu etwas bringen.

Wir können nicht alle möglichen Punkte hier erörtern, wollen jedoch im nachstehenden einige Beispiele anführen, welche das Kapitel des Dampfmaschinenbaues nicht erschöpfen, sondern dem Anfänger nur zeigen sollen, wie man auch beim Konstruieren der einfachen Details denken und das Resultat des Denkens der Konstruktion einverleiben kann

Der Rahmen.

Die Form des Rahmens. Zur Zeit ist das Bajonettsystem mit Rundführung vorherrschend, und zwar

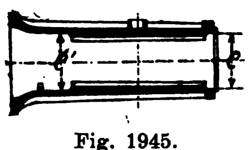


Fig. 1945.
Rumpf der Rundführung.

für Maschinen von 300 bis 400 Hub nach Fig. 55 (S. 22),
für Maschinen von 500 bis 600 Hub nach Fig. 56 (S. 22),
für Maschinen von 700 bis 1000 Hub nach Fig. 57 oder Fig. 59 (S. 22).

Den Rumpf der Rundführung mache man des besseren Aussehens wegen nach dem Dampfcylinder zu etwas weiter und zwar $e' = 1{,}05\,e$.

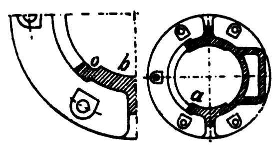


Fig. 1946.
Fenster für den Kreuzkopf.

Das Fenster für den Kreuzkopf soll nicht nach *a*, sondern nach *b* ausgeführt werden, damit das Schmieröl sich bei *o* ansammeln kann und nicht über den Rand hinweg läuft.

Den Fuss des Rahmens umgiebt man vorteilhaft mit einer Erhöhung (Fig. 129, S. 136), um das Eindringen von Öl in das Fundament zu verhüten. Zum selben Zweck wendet man auch bei Maschinen über 500 Hub einen gusseisernen Trog als Ölfang an (vergl. Fig. 126, S. 35). Der Schmierfang unter der Kurbel (S. 50) lässt sich während des Betriebes schwer entleeren, vorteilhaft ist deshalb das Einschrauben eines Rohres nach Fig. 1947 zum Ablauf des Schmieröles.

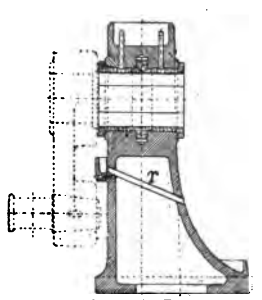


Fig. 1947.
Ablauf des Öles aus dem Schmierfänger.

Stehende Maschinen erhalten den Ölfang direkt an die Sohlplatte angegossen nach Fig. 1938, also nicht wie auf Seite 42 gezeichnet. Auf Seite 44 ist der Querschnitt der Sohlplatte nicht ganz richtig angegeben und im Grundriss die Fundamentanker vergessen. Zur Abführung des Schmieröles wird ein Rohr r von 20 bis 40 mm Durchmesser angebracht und gut verdichtet.

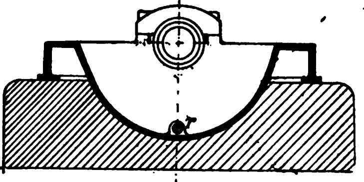


Fig. 1948.
Rahmen für Maschine, 500 Hub.
Massstab 1 : 7.

Den **mittleren Rahmenfuss** ordne man nicht unter Mitte Rundführung wie auf Seite 36 gezeichnet, sondern seitlich nach Fig. 1949 an.

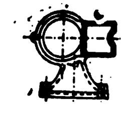


Fig. 1949.
Mittlerer Rahmenfuss.

Beim Zeichnen der **Nocken für die Fundamentanker** ist darauf zu achten, dass die Unterlegscheiben der Anker genügend Platz haben. Grosse Auflagefläche zwischen Fundament und Rahmen ist vorteilhaft, also q gross in Fig. 1950.

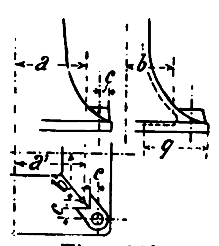


Fig. 1950.
Der Nocken für die Fundamentanker.

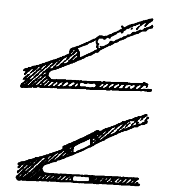


Fig. 1951—1952.

Zum bequemen **Herausschlagen des Kreuzkopfkeiles** und des Kreuzkopfbolzens ist eine Öffnung *A* (S. 32) anzubringen. Letztere wird entweder eingebohrt, 30 mm Durchmesser, oder eingegossen, auch wohl mit Blech durch Schräubchen verdeckt.

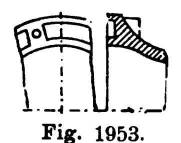


Fig. 1953.

Grosse **Materialansammlungen** und schroffe Übergänge der Wandstärken sind zu vermeiden. So z. B. empfiehlt es sich bei grösseren Maschinen den Anschlussflansch nach dem Cylinder auszusparen (vergl. S. 33).

Den Anschluss des Rahmenflansches an den Cylinder mit angegossenem Ring *r* sollte man nur bei freihängenden Cylindern, oder Sohlplatte unter Cylinderfuss (S. 111) anwenden, andernfalls bedingt das Losnehmen des Cylinders auch die Demontage des Rahmens. Durch einen übergeschobenen schmiedeeisernen Ring *R*, an Stelle des angegossenen, ist der Übelstand beseitigt. Der Ansatz *a* zum Centrieren dürfte mit 1 mm genügen.

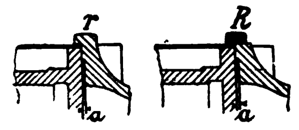


Fig. 1954—1955.

Von renommierten Fabriken wird bei Anwendung von **geheitzten Cylinderdeckeln** die Verbindung nach Fig. 1956 ausgeführt. Mir sind jedoch Fälle bekannt, bei welchen sich bei *a* Undichtigkeiten zeigten und nur sehr schwer durch vollständiges Abnehmen des Dampfcylinders und Einlegen einer neuen Dichtung bei *b* beseitigen liessen.

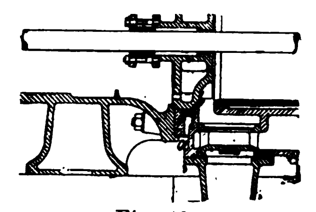


Fig. 1956.

Die **Bohrung der Rundführung** richtet sich nach dem Ausschlag der Treibstange, man nehme für die ungünstigste Stellung der Treibstange nach *a* = 20 mm Spielraum. Mancher Maschinist hat sich beim Putzen der Treibstange während des Betriebes die Finger gequetscht.

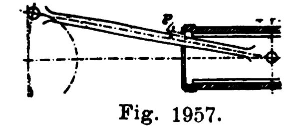


Fig. 1957.

Der Kreuzkopf.

Die **einfachste Form** eines gusseisernen Kreuzkopfes, welche für kleine und mittlere Maschinengrössen genügt, zeigt Fig. 390 bis 393 (S. 80). Für bessere Maschinen über 600 Hub verwende man den Stahlgusskreuzkopf mit gusseisernem Gleitschuh nach Seite 82. Die Bohrung für die Kolbenstange soll nicht wie auf Seite 80 gezeichnet, cylindrisch, sondern konisch sein, damit sich der Kreuzkopf besser von der Kolbenstange lösen lässt. Wegen des sich bildenden Luftpuffers soll die Nabe (Fig. 1958) nicht geschlossen, sondern offen sein.

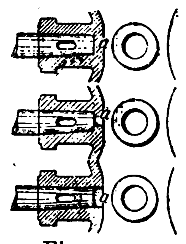


Fig. 1958.

Der **Kreuzkopf** soll in der äussersten Stellung seiner Laufbahn noch um $\frac{L}{6}$ **hinausgleiten**, damit sich kein Grat bildet und die Abnutzung der Bahn gleichmässig wird, denn am Ende des Hubes ist der Druck auf die Gleitbahn = 0.

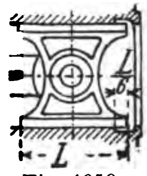


Fig. 1959.

Einen **Ölfänger** für den Kreuzkopf findet man jetzt bei vielen Maschinen an der Cylinderseite angeordnet, damit das Tropfwasser aus der Kolbenstange sich nicht mit dem Schmieröl der Geradführung mischt. Der Kreuzkopfkeil soll nicht zu schmal sein, die Berechnung auf Abscheerung genügt nicht, wie durchgebogene Keile bei grösseren Maschinen beweisen.

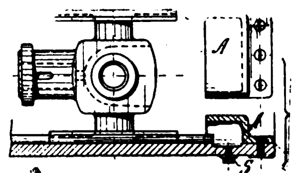


Fig. 1960—1961.

Bei Anwendung der gegabelten Treibstange lasse man die **Lagerschalen** für den Kreuzkopfbolzen **etwas vorspringen** (in Fig. 1962 bei *c*). Fig. 1963—1965 zeigt einen Kreuzkopf, welcher durch Fressen bei *a* und *b* mit der innern Gabel der Treibstange vollständig zusammengeschweisst war, sodass sich die Treibstange verbogen hatte. Es bedurfte eines ganzen Tages, um die Treibstange von der Maschine zu entfernen, so fest sass Kreuzkopf und Treibstange ineinander.

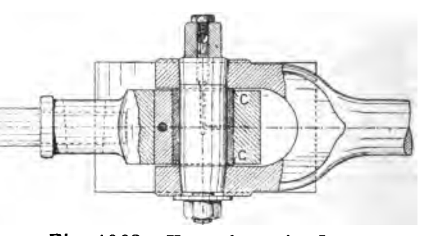


Fig. 1962. Vorspringendes Lager.

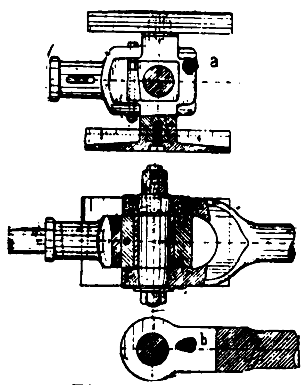


Fig. 1963—1965.
Treibstange zur Maschine 1000 Hub.

Ob es nun vorteilhafter ist, den Kreuzkopf oder die Treibstange mit Gabel zu versehen, lässt sich schwer beantworten. Renomierte Fabriken gabeln bei grossen Maschinen meist die Treibstange, doch erfordert die Herstellung grosse Aufmerksamkeit, sonst wird der Bolzen in der Nabe der Gabel locker.

Den **Kreuzkopfbolzen** machte man früher etwa halb so dick als den Kurbelzapfen, weil er nur einer kleinen Drehung unterworfen ist und deshalb zu einem Heisslaufen weniger Ursache vorliegt, als beim Kurbelzapfen. Aber gerade diese einseitige Beanspruchung hatte Unrundwerden des Zapfens zur Folge. Man wählt deshalb jetzt den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens gleich oder wenig kleiner als den Durchmesser des Kurbelzapfens.

Fig. 1966—1968.
Gebrochener Treibstangenkopf.

Der **geschlossene Treibstangenkopf** (also ohne Kappe) ist immer der beste und wird vom Besteller schwerer Maschinen verlangt. Beim Zeichnen desselben ist darauf zu achten, dass die Wandstärke bei *A* (Fig. 1966) nicht zu schwach wird. Fig. 1967 zeigt den Bruch eines massstäblich gezeichneten Treibstangenkopfes, welchen lediglich der Konstrukteur auf dem Gewissen hat, indem er wahrscheinlich an ganz etwas anderes als an seine Arbeit dachte.

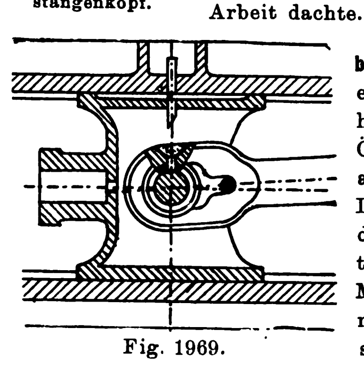


Fig. 1969.

Die **Schmierung des Kreuzkopfbolzens.** Bei der ältesten und einfachsten Schmiermethode erhält der Kreuzkopfbolzen das Öl von einem auf den Rahmen angebrachten Schmiergefäss. Letzteres schmiert gleichzeitig die obere Gleitfläche des Schlittens. Für rechtsumlaufende Maschinen (Druck nach unten) mag diese Vorrichtung gestattet sein, unter keinen Umständen

jedoch für linksumlaufende Maschinen (Druck nach oben s. S. 24), es würde dann das schon zum Schmieren der Gleitfläche benutzte, also unreine Öl zum Kreuzkopfbolzen gelangen.

Andere Methoden sind auf Seite 79 beschrieben. Bemerkt sei hier noch, dass die beistehende Vorrichtung (Fig. 1970) mit Tropfrohr *r* und Bürste *b* sich einfach und nicht teuer stellt. Es erfordert jedoch ein Abstellen des Schmiergefässes während des Stillstandes der Maschine. Das Schmiergefäss (mit Tropfglas) wird am Rahmen oder am Geländer befestigt. Ähnlich, jedoch ohne Bürste, ist die Vorrichtung für stehende Maschinen (S. 83).

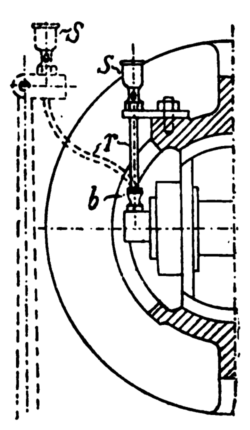


Fig. 1970.

Das Hauptlager (Kurbelwellenlager).

Das Hauptlager findet man meistens
für Maschinen bis 500 Hub zweiteilig,
" " über 500 " vierteilig.

Die **Stellvorrichtung** der vierteiligen Lager (vergl. S. 45 bis 50) werden im Princip nach Fig. 1972—1974 ausgeführt. Man begnügt

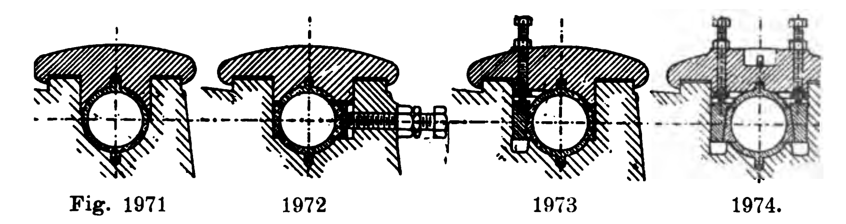


Fig. 1971 1972 1973 1974.

sich vielfach mit Stellvorrichtung auf einer Seite (Fig. 1972—1973), nach erfolgter Abnutzung wird auf der anderen Seite eine dünne Blechzwischenlage eingelegt. Für den ungeübten Monteur macht letzteres Schwierigkeiten, deshalb ist die zwar teuere, aber bessere zweiseitige Stellvorrichtung nach Fig. 1974 vorzuziehen. Für solche Verhältnisse, wo voraussichtlich die Bedienung von gewöhnlichen Arbeitern besorgt wird und man die Dampfmaschinenanlage als Nebensache behandelt, ist das zweiteilige Lager das sicherste.

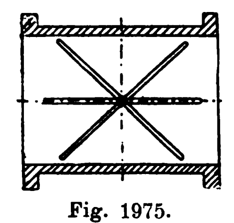


Fig. 1975.

Für sorgfältig durchdachte **Schmiereinrichtung** des **Hauptlagers** hat der Konstrukteur Sorge zu tragen. Das Öl muss bequem zu den Schmiernuten gelangen können und letztere genügend gross sein:

Durchmesser . . .	100	200	300	400	500
Breite d. Schmiernute	6	8	10	12	14
Tiefe d. Schmiernute	3	5	6	7	8

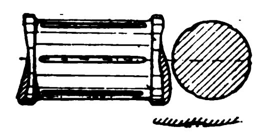


Fig. 1976.
Längsnuten in neuer Achse.

Für **hintere Lager** der Dampfmaschinen, welche starkem, aber nicht wechselndem Drucke ausgesetzt sind, hat sich das Einarbeiten von Nuten in den Zapfen bewährt und wird von renommierten Fabriken angewandt. Die Nuten wirken als Schöpfwerke für das Schmieröl. (Vergl. Haeders Zeitschrift, 1895, S. 100.)

Das Schwungrad.

Das Gewicht des Schwungrades nimmt man in neuerer Zeit um 30% grösser als früher. Es ist dies eine Folge der Vervollkommnung der Arbeitsmaschinen, welche dementsprechend auch einen gleichmässigeren Antrieb verlangen. Besonders aber die Anwendung des elektrischen Lichtes hat Einfluss auf die Grösse und Schwere des Schwungrades gehabt. Man findet den Gleichförmigkeitsgrad bis zu $\delta = 300$. Vorteilhaft ist es immer, die Werte auf Seite 138 noch etwas grösser zu nehmen und $\delta = 100$ -- 200 je nach dem Zweck der Maschine zu wählen.

Der Dampfkolben und der Dampfcylinder.

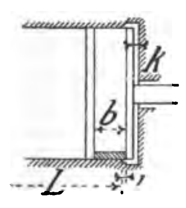


Fig. 1977.

Welche Konstruktion der **Kolbenringe** die geeignetste ist, lässt sich zur Zeit kaum beantworten. Selbst die renommiertesten Specialfabriken für Dampfmaschinen haben sich noch für kein System entschieden und wenden immer wieder andere Konstruktionen an.

Die **Lauflänge** des Dampfcylinders soll so bemessen sein, dass der Kolbenring auf jeder Seite 1 mm überläuft, die Erweiterung an den Cylinderenden darf nicht unter 5 mm betragen.

Befestigung der Kolben, Zapfen u. s. w. durch Konus. Viel Unheil wird auch durch falschen Konus herbeigeführt. Man wähle die Neigung des Konus nach Seite 519.

Excenter.

Die Querschnittsform der aufeinandergleitenden Ringflächen wird in den meisten Fällen nach Fig. 1978—1979 ausgeführt und muss als durchaus unrichtig und verfehlt hingestellt werden. Die Bearbeitung des Bügels ist sehr schwierig weil der Dreher den Gleitflächen mit der Feile nicht beikommen kann.

Befindet sich z. B. am Punkte *a* irgend ein harter fremder Körper im Guss oder ist das Material etwas hart, so lässt sich überhaupt ein glatter Lauf nicht erzielen.

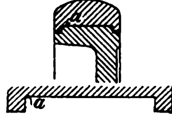


Fig 1978—1979. Falsche Querschnittsform.

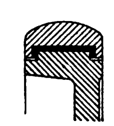
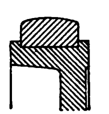


Fig. 1980. Mit Weissgussfutter.



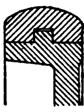


Fig. 1981—1982. Richtige Querschnittsform.

Etwas leichter geht es schon bei Anwendung von Weissgussfutter (Fig. 1980).

Die **richtigste Querschnittsform**, bei welcher man sowohl der Excenterscheibe als dem Excenterbügel mit der Feile beikommen kann, stellt Fig. 1981—1982 dar und sollte diese Ausführung ausschliesslich zur Verwendung kommen.

Die Schieberfläche.

Das bei vielen Maschinen nach der ersten Betriebszeit auftretende Fressen des Schieberspiegels zwingt oft eine besondere Schmiervorrichtung nach Fig. 1983 oder Fig. 1985 anzuordnen.

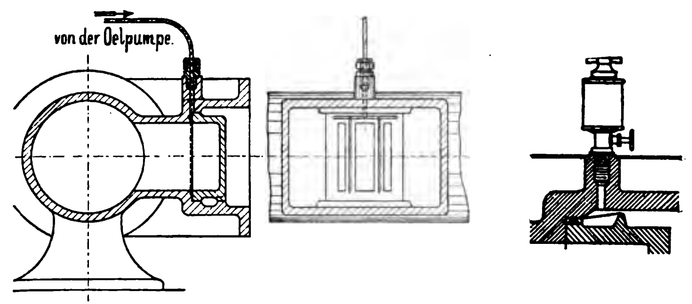


Fig. 1983—1984. Schmieren der Schieberfläche.

Fig. 1985.

In letzterem Falle hat der Schieber oben eine Vertiefung zur Aufnahme des Öles. Von hier aus geht das Öl nach der Schieberfläche.

Wie schon erwähnt, sollte vorstehendes nur

Anregung zum Denken geben.

Zum Schluss noch einiges über die Anwendung der

Kondenstöpfe.

In Bezug auf die Wiedergewinnung der Wärme des Kondenswassers soll das **Kondensat:**

der Frischdampfleitung,
des Dampfmantels, welcher vom Frischdampf geheizt wird,
des eventuellen Dampfmantels des Receivers

in das **Speisewasser** geleitet werden; dagegen das Kondensat aus:

den Schlammhähnen der Cylinder,
dem Receiver,
dem Schieberkasten,
dem Auspuffrohr

wegen Verunreinigung durch Öl in den **Abflusskanal** gehen.

Anwendung der Kondenstöpfe.

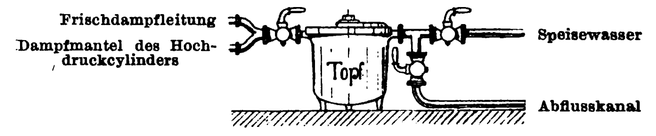


Fig. 1986.
Dampfmantel des Hochdruckcylinders mit Frischdampf geheizt.

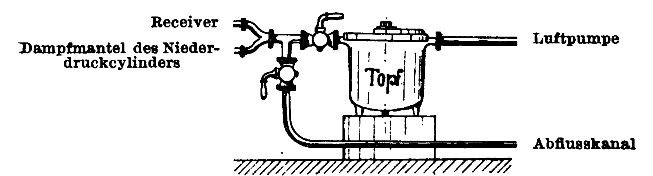


Fig. 1987.
Dampfmantel des Niederdruckcylinders wird vom Receiverdampf geheizt.

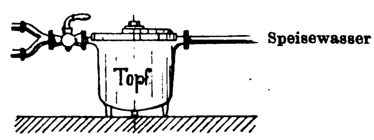


Fig. 1988.
Dampfmantel des Hochdruck- und Niederdruckcylinders vom Frischdampf geheizt.

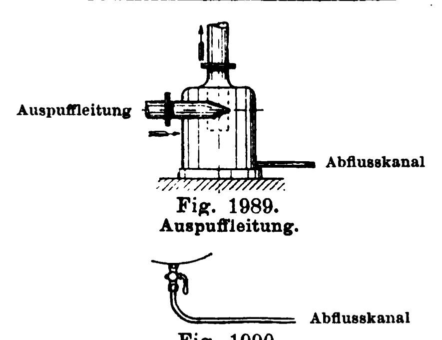


Fig. 1989.
Auspuffleitung.

Fig. 1990.
Schlammhähne zur Entwässerung der Dampfcylinder

Die Schlammhähne sollen **nicht vereinigt**, sondern einzeln abgeführt werden.

Fig. 1991—1992.
Entwässerung der Kompoundmaschine.

Abschnitt XVII.

Lieferungsbedingungen, Kosten der Dampfanlagen.

Einen ewigen Streit zwischen Lieferant des Dampfkessels und Lieferant der Maschine verursacht die Beschaffenheit des Dampfes. Dem Lieferant der Maschine kann nichts angenehmer sein, als dass er bei Nichteinhaltung seiner Dampfgarantie die Schuld des ungünstigen Resultates auf den **nassen Dampf** schieben kann. Es ist nun äusserst schwierig, das vom Dampf mitgerissene Kesselwasser quantitativ zu bestimmen, und geschieht dies in sehr seltenen Fällen. Manche Maschinenlieferanten sind auch durch diese Erfahrung zu dem schlauen Entschluss gekommen, bei der Übernahme von Dampfgarantien einfach die Bedingung zu stellen, dass die zur Erzeugung des Dampfes dienenden Grosswasserraumkessel bezw. solche mit grosser Wasseroberfläche **nur mit 15 kg Dampferzeugung** pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde, Wasserrohrkessel u. s. w. **nur mit 13 kg** angestrengt werden dürfen. Dieses einfache Mittel sollte überall in den Garantien aufgenommen werden, dann hörten die Streitigkeiten, welche zwischen dem Lieferanten und Empfänger häufig zur Feindschaft führen, zum Teil auf.

Ein noch nicht ganz aufgeklärter Punkt sind die **zulässigen Tourenschwankungen.**

Bei jeder Dampfanlage kann der Fall eintreten, mit der Dampfmaschine auch einen Dynamo zur Erzeugung von elektrischem Licht zu betreiben. Demnach ist es sehr wichtig, bei Anlage einer neuen Maschine der Gleichmässigkeit des Ganges derselben Gewicht beizulegen. Bei einer gut und sachgemäss ausgeführten Maschine darf bei plötzlicher Belastungsänderung von 25 % der vorherigen Leistung die Tourenzahl um nicht mehr als $1\frac{1}{2}$ % schwanken, bei stark wechselnder Belastung (zwischen $\frac{1}{8}$ und voller Belastung) nicht mehr als 5 %.

In der Erkenntnis, dass ein magerer Vergleich besser ist als ein fetter Prozess und dass durch Gerichtsverhandlungen jeder Prozess über technische Sachen in die Länge gezogen, ein Haufen Akten angefertigt und schliesslich doch das Urteil nach den Angaben der Sachverständigen gefällt wird, haben eine grosse Anzahl Maschinenfabrikanten in ihren Lieferungsverträgen den Satz aufgenommen: **Jede Streitigkeit wird durch Sachverständige** (also ohne Gericht) **ausgeglichen**; vergl. folgende Seite unten.

Allgemeine Bedingungen

für

Lieferungen von Maschinen,

aufgestellt

in den Versammlungen deutscher Maschinenbau-Anstalten zu Köln am 28. December 1889, 10. Januar 1891 und zu Hamburg am 27. Mai 1893.

1. Die Preise gelten ab Werkstätte; Verpackung und Fracht unterliegen besonderen Vereinbarungen.
2. Die Zahlung des Kaufpreises erfolgt am Ursprungsort baar in deutscher Reichswährung zu $^1/_3$ bei Bestellung, $^1/_3$ bei Ablieferung der Haupttheile ab Werk, $^1/_3$ drei Monate nach Inbetriebsetzung, spätestens aber sechs Monate nach dem zweiten Termin, wenn sich die Inbetriebsetzung ohne Schuld des Lieferanten verzögert.
   Monatszahlungen sind zulässig; jedoch soll alsdann die Durchschnitts-Valuta der obigen Zahlungsweise entsprechen.
3. Für Güte der Construction und Ausführung übernimmt der Lieferant eine Gewährleistung von Monaten in der Weise, dafs er alle Theile, welche während dieser Frist nachweislich in Folge schlechten Materials, fehlerhafter Construction oder mangelhafter Ausführung unbrauchbar oder schadhaft werden, unentgeltlich zu ersetzen, bezw. alle ihm zur Last fallenden Mängel zu beseitigen hat.
   Der natürliche Verschleifs bleibt von dieser Gewährleistung ausgeschlossen.
4. Verschuldete Verzögerung in der Ablieferung berechtigt den Besteller zum Abzuge von höchstens $^1/_2$ % der Kaufsumme für jede volle Woche der eingetretenen Verspätung.
5. Anderweitige Entschädigungsansprüche als die in den §§ 3 und 4 festgesetzten sind ausgeschlossen.
6. Arbeiterausstände entbinden von der Einhaltung der Lieferfrist.
7. Bevor mit der Montirung begonnen wird, müssen die Fundamente u. s. w. vollständig fertig und abgebunden, die Maschinenräume gegen Witterungseinflüsse geschützt sein.
8. Zur Montirung stellt der Lieferant einen oder, wenn vereinbart, mehrere Monteure, welchen Seitens des Bestellers die erforderlichen Hülfsmannschaften, Hebezeuge, Beleuchtung, sowie die kleinen Materialien, wie Oel, Talg, Hanf, Mennige, Putzwolle u. s. w. kostenfrei zu gestellen sind. Die Hülfsmannschaften verbleiben in der Berufsgenossenschaft des Bestellers.
9. Für den Monteur wird berechnet aufser den Reisekosten ℳ pro Reisetag und ℳ pro Arbeitsstunde, sowie ℳ pro Tag und Mann für Verpflegung. Auf Verlangen wird Seitens des Lieferanten gewährleistet, dafs die Kosten für die Entsendung eines oder mehrerer Monteure einen bestimmten Betrag nicht übersteigen.
   Der Arbeitstag wird zu 10, »unter Tage« zu 8 Stunden gerechnet; »unter Tage« zählen 8 Stunden = 10 Stunden.
   Ueber- und Sonntagsstunden werden nach besonderer Vereinbarung berechnet.
10. Zu den Maschinen werden unentgeltlich mitgeliefert eine Fundamentzeichnung und, wenn nöthig, ein Uebersichtsplan der Lieferung.
11. Streitigkeiten über die Auslegung und Erfüllung des Geschäftsabschlusses werden durch ein Schiedsgericht geschlichtet, wozu jede Partei einen Schiedsrichter zu ernennen hat, welche vor Eintritt in die Verhandlungen einen Obmann bezeichnen.
   Auf das schiedsrichterliche Verfahren finden die §§ 851 bis 872 der Reichs-Civilprocefsordnung Anwendung mit der Mafsgabe, dafs, wenn die beiden Schiedsrichter über den Spruch sich nicht einigen, jeder derselben ein Gutachten abzugeben und demnächst der Obmann die Entscheidung zu fällen hat.
   Die Vertheilung der Kosten des Verfahrens erfolgt durch das Schiedsgericht bezw. den Obmann.

Jedem Lieferanten und jedem Empfänger ist anzuraten, sich den unter 11 angeführten Bedingungen zu unterwerfen, er thut der Industrie dadurch gute Dienste und trägt sein Scherflein dazu bei, dass die vielen Millionen Mark, welche die Gerichte und Advokaten einheimsen, der Industrie erhalten bleiben.

Dampfmaschine.

Aus der **Offerte** auf Lieferung einer **Dampfmaschine** müssen folgende Daten ersichtlich sein:

Bauart und **System** der Maschine,
Ob mit oder ohne **Kondensation**,
Cylinderdurchmesser, **Kolbenhub**, **Tourenzahl**,
Normalleistung der Maschine bei . . . Atm. Überdruck,
Maximalleistung der Maschine (mit dieser muss die Maschine ohne Anstand dauernd arbeiten können),
Art der Steuerung,
Durchmesser und Breite des **Schwungrades**,
Ungefähres Gesamtgewicht der Maschine,
Gewicht,
Preis der Maschine komplett inkl. Absperrventil, Fundamentankern, Schmiergefässen etc. franco Waggon . . .,
Preis der Maschinenspeisepumpe;

Zahlungsbedingungen:
$^1/_3$ bei Bestellung,
$^1/_3$ bei Ablieferung,
den Rest drei Monate später, oder nach Vereinbarung,
Reisekosten und Tagegelder für den **Monteur**;

Lieferzeit.

Eventuell noch: Dampfverbrauch pro indizierte oder effektive Pferdekraft für die Normalleistung und für die Maximalleistung der Maschine.

Tourenschwankung bei plötzlicher Belastungsänderung von 25 % der vorherigen Leistung nicht mehr als 1 ½ %, zwischen Leerlauf und voller Belastung nicht mehr als 6 %.

Vorrichtungen zum bequemen Anbringen des Indikators sind bei der Maschine vorzusehen.

Kürzung der Kaufsumme um 1 bis 2 % für jede Woche verspäteter Lieferung.*)

Garantie: Alle durch fehlerhafte Konstruktion oder mangelhafte Ausführung sich zeigenden Mängel, welche innerhalb eines Jahres vorkommen sollten, werden kostenfrei ab Fabrik nachgeliefert. (Für die durch Auswechselung fehlerhafter oder zerbrochener Stücke etwa herbeigeführte Betriebsstörung oder sonstigen Schaden ist der Fabrikant nicht haftbar.)

---

*) Das Recht auf Entschädigung kann unter Umständen erlöschen, wenn die ersten eintreffenden Teile vom Besteller angenommen werden, ohne dass letzterer Einspruch erhebt.

Dampfkessel.

Aus der Offerte auf Lieferung eines **Dampfkessels** müssen folgende Daten ersichtlich sein:

System des Kessels,
Art der **Feuerung**,
Wasserbespülte **Heizfläche** in Quadratmeter,
Grösse der **Rostfläche**,
Hauptdimensionen des Kessels,
Konzessionierter **Betriebsdruck**,
Preis, komplett, mit grober und feiner Armatur,
Verzeichnis der groben und feinen Armatur,
Ungefähres Gesamtgewicht des Kessels;
Zahlungsbedingungen:
1/3 bei Bestellung,
1/3 bei Ablieferung,
den Rest drei Monate später oder nach Vereinbarung;
Lieferzeit.

Eventuell noch: Wieviel der Kessel pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde bei normaler Wartung und Verwendung einer gewissen Sorte Kohlen . . . kg trocknen Dampf von einer gewissen Spannung zu erzeugen imstande ist.*)

Verdampfungsziffer (d. h. wieviel Kilogramm Dampf von 1 Atm. abs. Spannung durch 1 kg einer bestimmten Sorte Kohle erzeugt werden). Speisewasser ist hier zu 0° Cels. angesetzt.

Kürzung der Kaufsumme um 1 bis 2% für jede Woche verspätete Lieferung.

Dass sämtliche mit der Stichflamme in Berührung kommende Bleche aus Ia. Feuerblechqualität hergestellt, die übrigen Bleche den Würzburger Bedingungen entsprechen müssen.

Vor dem Beschneiden sämtlicher Bleche ist einem Sachverständigen (z. B. Kesselrevisor) behufs Abnahme rechtzeitig Mitteilung zu machen.

Eine **Speisevorrichtung**, bestehend aus einem Injekteur mit Dampf- und Druckleitung (ohne Saugleitung) inkl. Montage, wird gewöhnlich vom Fabrikanten mit offeriert.

Die Einmauerung des Dampfkessels exkl. Material wird auch häufig vom Fabrikanten des Kessels übernommen und von dazu geschulten Leuten ausgeführt.

Garantie ein Jahr, während welcher Zeit diejenigen Fehler, die durch fehlerhafte Konstruktion oder mangelhafte Ausführung entstehen, vom Lieferanten zu beseitigen sind.

*) Pro Quadratmeter Heizfläche 12 bis 15 kg Dampf.

Kostenüberschlag in Mark von Kessel- und Maschinenanlagen für 10 bis 150 Pferdekraft (Auspuffmaschinen 6 Atm. Überdruck, ohne Kondensation).

Tabelle 267.

Pferdestärken effekt.	10	15	25	40	60	80	100	150
Dampfmaschine	2000	3100	4000	5500	7500	10000	13000	16000
Fundament der Maschine	90	150	250	400	500	700	900	1400
Montage der Maschine	50	75	100	130	160	200	250	400
Dampfkessel	2000	3000	4500	6000	7500	10000	13000	16000
Fundament des Kessels	50	80	120	160	200	250	300	450
Einmauerung des Kessels	250	400	600	800	1000	1200	1500	2000
Dampfleitung	150	300	500	700	1000	1300	1550	1900
Wasserabscheidung	60	90	120	150	180	210	250	320
Umhüllung der Leitung	15	30	45	60	80	100	130	180
Speiseleitung	40	80	120	160	200	250	300	400
Pumpe, Injektoren	300	400	500	650	800	900	1000	1200
Vorwärmer	200	300	400	500	600	750	950	1200
Kessel- und Maschinenhaus	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
Schornstein	800	1000	1350	1800	2500	3500	5000	7000
Div. kleinere Arbeiten	115	125	145	190	180	240	270	350
Summa in Mark	8120	12400	16750	22200	28400	36600	46400	57800
Kohlenverbr. in 10 Stund. Ctr.	5,5	8	12	20	25	32	40	50

Kondensation erhöht den Gesamtanlagepreis um 10 Prozent und vermindert den Kohlenverbrauch um 20 Prozent.

Komp.-Syst. m. Kondens. erhöht d. " " 15 " " " " " " 30 "

Die Kosten des Dampfmaschinenbetriebes.

Zu häufig kommt man in der Lage, überschläglich die Rentabilität irgend eines Unternehmens festzustellen, oder man hat die Kosten der Kraftleistung, welche ein Fabrikant einem andern überlässt, zu begutachten. Hierüber giebt nachstehende vom „Magdeburger Verein für Dampfkesselbetrieb" aufgestellte Tabelle Anhaltspunkte. — Für die Kosten des Dampfes sind als Mittelwert 25 Pf. pro 100 kg zu Grunde gelegt.

Tabelle 268.

Maschine Art	Preis	Für 1 Pferdekraft und Stunde				
		Zinsen, Ab-schreib. Reparat.	Dampf		Wartung, Schmierung	Gesamtkosten des Betriebes
	Mark	Pf.	kg	Pf.	Pf.	Pf.
Eincylindrige **Auspuff**maschine						
bis 5 PS.	1500	0,5	28	7,0	0,7	8,2
5 „ 10 „	2700	0,5	26	6,5	0,7	7,6
10 „ 20 „	4200	0,4	24	6.0	0,6	6,9
20 „ 40 „	6000	0 3	22	5.5	0,6	6,3
40 „ 70 „	8500	0.2	20	5.0	0,5	5,7
70 „ 110 „	12000	0.2	18	4,5	0,5	5,1
110 „ 150 „	15000	0 2	16	4,0	0,4	4,6
Eincylindrige **Kondensations**maschine						
bis 30 PS.	5200	0,3	15	3 8	0.37	4,4
30 „ 60 „	10000	0,3	14	3,5	0,33	4,1
60 „ 100 „	14000	0,2	13	3.2	0,32	3,8
100 „ 150 „	18000	0.2	12	3,0	0,3	3,5
150 „ 200 „	23000	0,2	11	2.8	0,27	3,2
Verbundmaschine mit Kondensation						
bis 50 PS.	12000	0,4	10	2,5	0,25	3,2
50 „ 100 „	18000	0,3	$9^1/_2$	2,4	0,23	2,9
100 „ 200 „	27000	0,2	9	2.3	0,22	2,7
200 „ 300 „	36000	0,2	$8^1/_2$	2,1	0.21	2.5
300 „ 400 „	44000	0,2	8	2.0	0,20	2,4
400 „ 500 „	50000	0.2	$7^1/_2$	1,9	0,18	2,2

Beispiel für die Anwendung vorstehender Tabelle: Welche Betriebskosten erwachsen durch Anlage einer neuen Kompoundmaschine von 200 Pferdestärken? — Nach Tabelle, letzte Rubrik, betragen die Betriebskosten pro Pferdekraft und Stunde 2,5 Pf., also im ganzen pro Stunde 200 · 2,7 = 540 Pf. Die Betriebskosten einer Eincylinder-Kondensationsmaschine von derselben Stärke würden sich auf 200 · 3,2 = 640 Pf. pro Stunde stellen.

Angabe über Preise der Dampfmaschinen s. auch S. 385, 402, 412.

Noch etwas über Kondensation.

Über die Vorteile bei Anwendung von **Kondensation** findet man sehr häufig eine falsche Auffassung. Man sagt: „Eine Maschine mit Kondensation leistet mehr", und diese Auffassung giebt zu Irrtümern Veranlassung. Die Vorteile der Kondensation soll man nur im Dampfverbrauch suchen. Nehmen wir z. B. zwei gleich grosse Eincylindermaschinen (6 Atm. Überdruck) an, von 700 mm Durchmesser, so ist nach Seite 315 die **Normal**leistung der Maschine mit Auspuff = 280, mit Kondensation = 209; die Kondensationsmaschine leistet also weniger. Um also den grösstmöglichen Nutzen durch Kondensation zu erzielen, muss die Maschine für die betreffende Leistung auch gross genug sein. Wenn ich aber an einer vorhandenen Auspuffmaschine eine Kondensation anhänge, so sind die zu erhoffenden Dampfersparnisse in Prozenten aus nachstehender Tabelle ersichtlich. Die **fettgedruckten** Werte gelten für normale Belastung (als Auspuffmaschine).

Dampfersparnisse
in Prozenten durch Anlage einer Kondensation

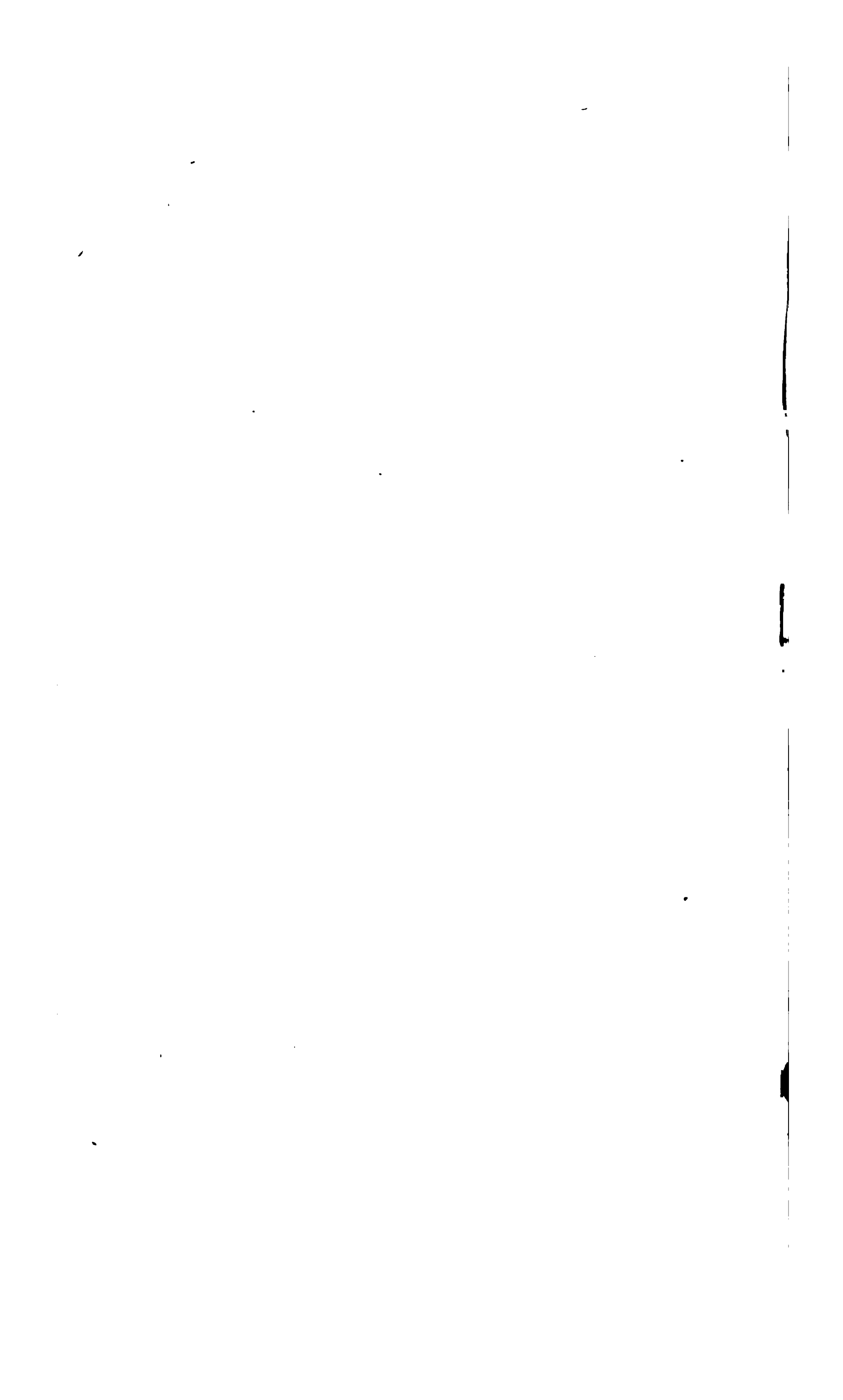
an einer vorhandenen Auspuffmaschine.

(Bei Neuanlagen sind die Ersparnisse grösser, weil man die Kondensationsmaschine grösser macht.)

Füllung*)	Dampfdruck in Atm. Überdruck									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,05	68	54	46	40	33	27	25	23	22	21
0,10	60	48	40	34	28	23	20	19	**18**	**17**
0,15	53	44	36	30	25	21	**18**	**16**	15	14
0.2	46	40	32	27	**23**	**19**	17	15	13	12
0,3	40	36	**29**	**24**	21	18	16	14	12	11
0,4	38	**32**	26	23	20	17	15	13	11	10
0 5	**36**	30	24	22	18	16	14	12	10	9
0,6	34	28	23	20	17	15	13	11	9	8

*) Bei Mehrfach-Expansionsmaschinen die reduzierte (ideelle) Füllung.





Bezugsquellen.

Aufnahme gegen Bezahlung findet nicht statt.

Dieser Nachweiser wird den Haederschen Büchern, von welchen jährlich für circa 30000 Mark verkauft werden und in täglichem Gebrauch sind, beigebunden.

Accumulator.

Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.
Duisburger Masch.-Act.-Ges.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
Hanner & Co., Duisburg.

Anker.

Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft (Schiffsanker).

Armaturen.

C.W.Jul.Blancke &Co.,Merseburg.
A. L. G. Dehne, Halle a.d.S.
A. Werneburg & Co., Halle a. S.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
Bopp & Reuther, Mannheim.
de Fries & Co., Düsseldorf.
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau.
H. Maihak, Crosby Warenhaus, Hamburg.
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.
Hans Reisert, Köln.

Aufzüge.

Hebezeugfabrik, Köln a. Rhein (Georg Kiefer).
Louis Soest & Co., Düsseldorf.

Batterie-Dampferzeuger.

Göpel & Scheinhütte, Merseburg.

Blechbearb.-Masch.

Duisburger Masch.-Act.-Ges.
Gust.Mügge & Co., Leipzig-Plagw.
Kalker Werkzeugmasch.-Fabrik
Dampfkessel- und Gasometerfabrik, Braunschweig.

Bogenlampen.

Metallwerke Bruno Schramm, Erfurt.
Deutsche Elektricitätswerke, Aachen.

Bohrmaschinen.

W. Loebow & Co., Magdeburg.
Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.
Gust. Mügge & Co., Leipzig-Plagw.

Bohrapparate für conische Löcher.

Emmericher Maschinenfabrik, Emmerich.

Dampfheizungen.

Metallwerke Bruno Schramm, Erfurt.
Senf & Heye, Düsseldorf.

Dampfschieber.

H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
A. Werneburg & Co., Halle a. S.
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.

Dampfmaschinen.

Gebr. Sulzer, Winterthur.
Robey u. Co., Breslau.
Görlitzer Maschinenbau-Actien-Gesellschaft.
Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
Nökel & Wellenstein, Ratingen.
Sundwiger Eisenhütte, Sundwig.
Hürxthal & Brune, Remscheid.
R. Trenck, Erfurt.
Fritz Voss, Köln-Ehrenfeld.
Rud. Meyer, Mülheim a. d. Ruhr.
Maschinenfabr. „Humboldt“, Kalk.
Emmericher Maschinenfabrik und Eisengiesserei.
Wilhelmshütte, Waldenburg, Schl.
Hanner & Co., Duisburg.
Rheiner Maschinenfabrik, Rheine i. W.
Gust. Mügge & Co., Leipzig-Plagw.
L. A. Riedinger, Augsburg.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg.
A. L. G. Dehne, Halle a. d. Saale.

Dampfpumpen.

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.
A. L. G. Dehne, Halle a. d. Saale.
Louis Soest & Co., Düsseldorf.
Nökel & Wellenstein, Ratingen.
Weise & Monski, Halle a. d. Saale.
Maschinen- & Armaturenfabrik vormals **Klein, Schanzlin & Becker,** Frankenthal.
Bopp & Reuther, Mannheim.
Robey & Co., Breslau, Berlin C.
Lohmann & Stolterfoht, Witten.
Gust. Mügge & Co., Leipzig-Plagw.
Maschinenbau-Act.-Gesellsch., Nürnberg.

Dampfkessel.

Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg.
Feodor Siegel, Schönebeck (Elbe).
A. Büttner & Co., Uerdingen a/Rh.
Maschinenbau-Anstalt „Humboldt", Kalk.
Wilhelmshütte, Waldenburg, Schl.
Goerlitzer Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
K. & Th. Möller, Brackwede i. W.
Dampfkessel- und Gasometerfabrik, Braunschweig.

Dampfhämmer.

Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.
Duisburger Masch.-Act.-Ges.

Dampfhaspel.

Feodor Siegel, Schönebeck (Elbe).
Rud. Meyer, Mülheim.
A. Büttner & Co., Uerdingen a/Rh.

Dampfkolben.

Windhoff & Co., Rheine i. W.
Leop. Ziegler, Berlin N. 65.

Dichtungsplatten.

Gustav Kleemann, Hamburg.

Drahtwaren.

Gustav Pickhardt, Bonn.

Drahtwebstühle.

Sundw. Eisenhütte, Sundwig i. W.

Eis- u. Kühlmasch.

Maschinenbau-Act.-Gesellsch., Nürnberg.
L. A. Riedinger, Augsburg.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg.

Elektrische Anlagen.

Siemens & Halske, Berlin.
Chr. Weuste, Duisburg.
Deutsch. Elektr.-Werke, Aachen.

Expansions-Apparate.

Fritz Voss, Köln-Ehrenfeld.
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau.
Hanner & Co., Duisburg.
Gust. Maack, Köln-Ehrenfeld.

Extractions-Apparate.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

Feilen.

Rud. Gumm, Remscheid.
Herm. Corts, Remscheid.

Fenster, gusseiserne.

F. Feldhoff & Co., Barmen.

Feuerfeste Materialien

P. Peters, Eschweiler.

Feuerungs-Anlagen.

Nöckel & Wellenstein, Ratingen.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
Maschinenbau-Act.-Gesellsch., Nürnberg.

Flaschenzüge.

Hebezeugfabrik, Köln a. Rhein (Georg Kiefer).

Fördermaschinen.

Gutehoffnungshütte, Oberhausen.
Louis Soest & Co., Düsseldorf.

Frictionsfallhämmer.

Adolf Meyer, Aerzen.
Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.

Gasmotoren.

Ph. Swiderski, Leipzig-Plagwitz.
Deutzer Gasmotorenfabrik.
Maschinenbau-Act.-Gesellsch. Nürnberg.
J. M. Grob & Co., Leipzig-Eutritzsch.

Gasometer.

Dampfkessel- und Gasometerfabrik vorm A Wilke, Braunschweig.

Gebläse (System Root).

Adolf Meyer, Aerzen.
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.

Gesteins-bohrmaschinen.

Rud. Meyer, Mülheim a. d. R.
Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
Hanner & Co., Duisburg.

Gelochte Bleche.

Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.
Maschinenf. „Humbold“, Kalk.

Gradirwerke.

Holz-Industrie, Kaiserslautern.
Balke & Co., Bochum,
Gebr. Körting, Körtingsdorf-Hannover.

Grubenschienennägel.

Oecking & Co., Düsseldorf.

Härtepulver.

Klempt & Bonnet, Duisburg.

Handpumpen.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
A. Werneburg & Co., Halle a. S.

Hebezeuge.

Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
de Fries & Co., Düsseldorf.
Gust. Mügge & Co., Leipzig-Plagw.
Georg Kiefer, Köln.

Heizungsanlagen.

Hannoversche Centralheizungs- und Apparate-Bauanstalt in Hannover-Hainholz.
Maschinenbau-Act.-Gesellsch., Nürnberg.
Senff & Heye, Düsseldorf-Grafenberg.
G. Kuntze, Göppingen.

Holzschnitte, Clichés.

Herm. Haeder, Duisburg.
M. Kutscher, Friedrichshagen b. Berlin.
Sachs & Co., Mannheim.
Carl Pelz, Sigmaringen.

Indicatoren.

Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.
Herm. Haeder, Duisburg.
H. Maihak, Crosby Warenhaus, Hamburg.

Ketten.

Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
Georg Kieffer, Köln.

Kolbenringe.

Leop. Ziegler, Berlin N. 65.
Windhoff & Co., Rheine i. W.

Kolbendichtung.

Benrath u Franck, Gelbe Mühle Düren.

Kompressoren.

Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
Weise & Monski, Halle a. d. Saale.
Rud. Meyer, Mülheim a. d. Ruhr.
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
L. A. Riedinger, Augsburg.
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.

Kondenstöpfe.

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.
A. Werneburg & Co., Halle a. S.
Bopp & Reuther, Mannheim.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.
G. Kuntze, Göppingen.

Kondensationen.

Balcke & Co., Bochum.
Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
Herm. Haeder, Duisburg.
Gebr. Körting, Körtingsdorf bei Hannover.

Kupplungen.

Lohmann & Stolterfoht, Witten.

Leuchtapparate.

H. Maihak Crosby Warenhaus, Hamburg.

Lochmaschinen.

W. Loebow & Co., Magdeburg 2.
Kalker Werkzeug-Maschinenf.

Locomobilen.

Maschinenfabrik Badenia, Weinheim.
Robey & Co., Breslau.
R. Wolf, Magdeburg-Buckau.
Wilhelmshütte, Waldenburg, Schl.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg.

Luftdruckhämmer.

Adolph Meyer, Aerzen.
Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.

Metallpackung.

W. Boos & Co., Bonn.
Howaldtswerke, Kiel.
Gust. Pickhardt, Bonn.

Metallbearbeitungsmaschinen,

Meyer, Roth & Pastor, Köln.

Modelle.

Peter Koch, Kalk.
Herm. Haeder, Duisburg.

Modellholz.

Albert Maasen, Duisburg.

Motoren.

J. M. Grob & Co., Leipzig-Eutritzsch
Goepel & Scheinhütte, Merseburg.
Louis Soest & Co., Düsseldorf.

Nietmaschinen, hydraulische.

Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.
Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft.

Ölpumpen.

W. Ritter, Altona.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.

Ölreiniger.

M. Neuerburg, Köln.
J. Nebrich, Köln a. Rh.

Patentvermittelung.

Ottomar R. Schulz, Berlin W.
Herm. Haeder, Duisburg.

Pauspapiere.

Benrath & Franck, Düren.

Petroleum-Motoren.

J.M.Grob & Co., Leipzig-Eutritsch.

Presscylinder.

Oecking & Co., Düsseldorf.

Pulsometer.

Hannoversche Centralheizungs- und Apparate-Bauanstalt in Hannover-Hainholz.

Pumpen s. Dampfpumpen.

Putzwolle.

G. Dietze's Wwe., Bitterfeld i. S.

Pyramynt.

Gustav Kleemann, Hamburg.

Rauch- u. Luftsauger.

Jos. Napp, Plagwitz.

Regulatoren.

F. J. Weiss, Basel.
Herm. Hartung, Düsseldorf.
R. Trenck, Erfurt.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.

Roheisen.

Fr. Küpper, Köln.

Rohre (*spiralgeschweisste*).

Rather Metallwerk, Rath.

Rohrleitungen.

H. Breuer & Co., Höchst a. M.
G. Kuntze, Göppingen.
Düsseldorfer Eisenwerk Senff & Heye, Düsseldorf-Grafenberg.

Salzmühlen.

Feodor Siegel, Schönebeck (Elbe)
Kalker Werkzeug-Maschinenf.

Schalldämpfer.

M. Neuerburg, Köln.

Schmiedehämmer.

Hürxthal & Brune, Remscheid.

Schmier-Apparate.

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

W. Ritter, Altona.
P. Langen Sohn, Duisburg.
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.
H. Maihak, Crosby Warenhaus, Hamburg.
A. Werneburg & Co., Halle a. Saale.

Schutzbrillen.

K. P. Simmelbauer, Montigny-Metz.

Schutzmasken.

K. P. Simmelbauer, Montigny-Metz.

Stahl-Guss.

Oecking & Co., Düsseldorf.

Stopfbüchsenpackung.

Howaldswerke, Kiel.
Leop. Ziegler, Berlin Nr. 65.
G. Pickardt, Bonn.
Gustav Kleemann, Hamburg.

Strahl-Apparate.

Hannoversche Centralheizungs- und Apparate-Bauanstalt in Hannover-Hainholz.
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.

Temperaturausgleich.

Howaldswerke, Kiel.

Techn. Instrumente.

H. Maihak, Crosby Warenhaus, Hamburg.
Cl. Riefler, Nesselwang u. München.
H Hommel, Mainz.

Transmissionen.

Nökel & Wellenstein, Ratingen.
Görlitzer Maschinenbau-Actien-Gesellschaft.
de Fries & Co., Düsseldorf.
R. Trenck, Erfurt.
Lohmann & Stolterfoht, Witten.
Gust. Mügge & Co., Leipzig-Plagw.
Maschinenbau-Act.-Gesellsch., Nürnberg.
Senff & Heye, Düsseldorf-Grafenb.
Heckel & Glöckner, Sorau N. L.
Sundw. Eisenhütte, Sundwig i. W.

Transmissionswagen

H. Hommel, Mainz.

Transportgeräte.

de Fries & Co., Düsseldorf.

Treibriemen.

F. A. Herold, Melle bei Hannover.
R. Becker, Mülheim a. d. Ruhr.
Schmidt & Bretschneider, Chemnitz i. S.

Treppen, gusseiserne.

F. Feldhoff & Co., Barmen.

Tropfölreinigungs-Apparate.

J. Nebrich, Köln.

Trockenanlage.

Jos. Nepp, Leipzig-Plagwitz.

Turbinen.

H. Queva & Co., Erfurt.

Ventilations-Apparate.

Wilhelmshütte, Waldenburg, Schl.
Adolf Meyer, Aerzen.

Ventilations-Anlagen.

Jos. Nepp, Leipzig-Plagwitz.

Vorwärmer.

Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik.
Senff & Heye, Düsseldorf-Grafenb.
A. Büttner & Co., Uerdingen a/Rh.
R. Trenck, Erfurt.
Carl Schäfer, Oberhausen, Rhld.

Walzwerke.

Sundw. Eisenhütte, Sundwig i. W.
Duisburger Maschinenbau-Act.-Gesellschaft, Duisburg.

Wasserkühlanlagen.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.
Herm. Haeder, Duisburg.
Gebr. Körting, Körtingsdorf bei Hannover.
Balke & Co., Bochum.
Holzindustrie, Kaiserslautern.

Wasser- und Ölfang-Apparate.

M. Neuerburg, Köln a. Rh.

Werkzeug-Stahl.

Fel. Bischoff, Duisburg.

Wasserreinigungs-Anlagen.

Hans Reisert, Köln.
Maschinenbau-Anstalt „Humboldt", Kalk.
Dr. F. Wüst, Duisburg.
A. Büttner & Co., Uerdingen a/Rh.
A. Werneburg & Co., Halle a. Saale.

Wassermesser.

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg.
Bopp & Reuther, Mannheim.
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.

Weissguss.

Peter Langen Sohn, Duisburg.

Werkzeuge.

Ernst Schiess, Düsseldorf.
Rud. Gumm, Remscheid.
H. Hommel, Mainz.

Werkzeugmaschinen.

Ernst Schiess, Düsseldorf.
de Fries & Co., Düsseldorf.
Kalker Werkzeugmaschinenfabrik, Kalk.
Gust. Mügge & Co., Leipzig-Plagw.

Wärmeschutzmittel.

E. & C. Pasquay, Wasselnheim.
Hehr & Comp., Ruhrort.
Dr. L. Grote, Uelzen.

Wasserstandsanzeiger.

Wilh. Krebs, Düsseldorf.
C. W. Julius Blancke & Co. Merseburg.

Wasserstandsgläser.

Wilh. Krebs, Düsseldorf.
A. Leinweber & Co., Gleiwitz, Bhf.

Wasserstandsgläser-Schutzvorrichtungen.

A. Leinweber & Co., Gleiwitz, i. S.

Wassserwaagen

H Hommel, Mainz.

Winden.

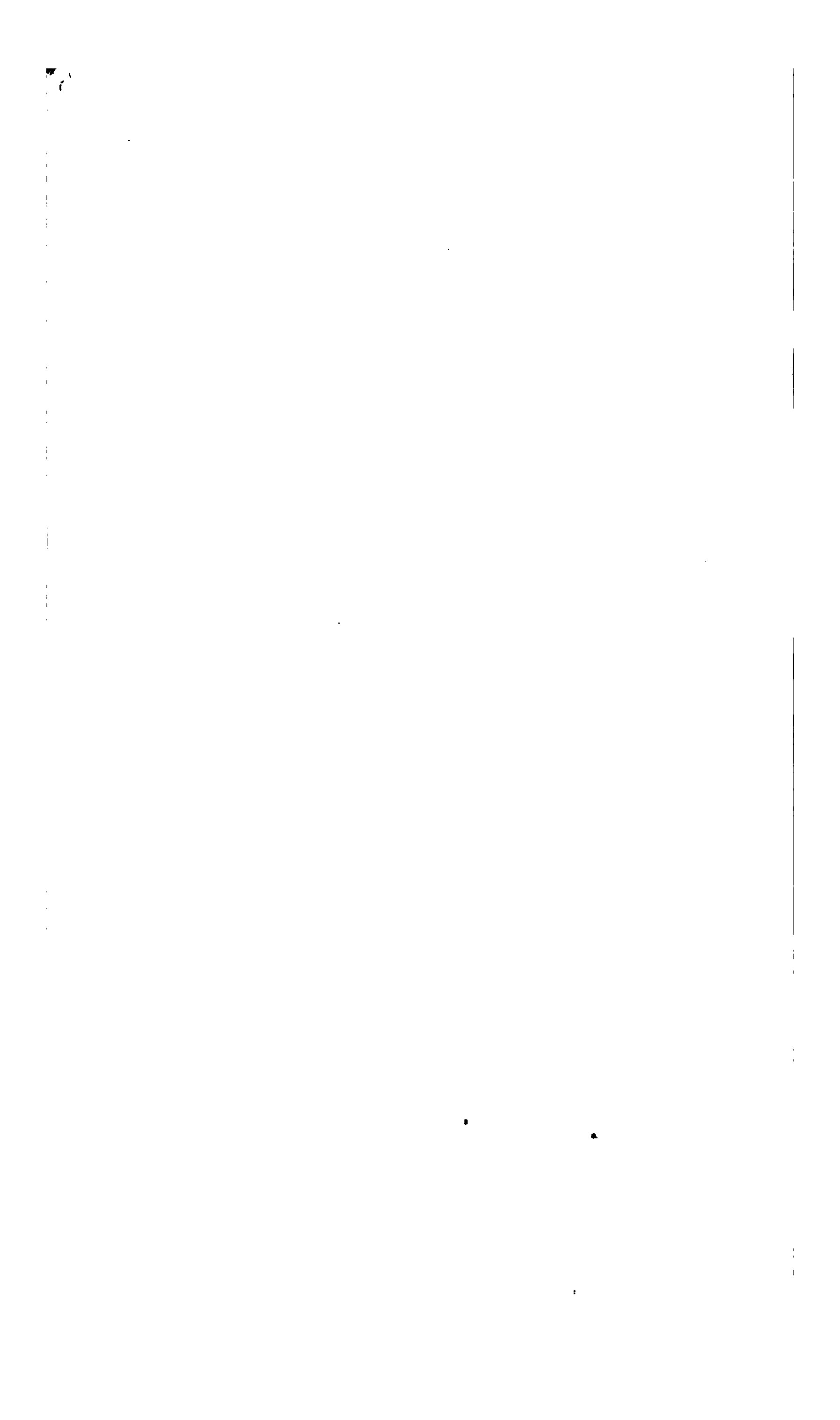
Hebezeugfabrik, Köln a. Rhein, (Georg Kiefer).

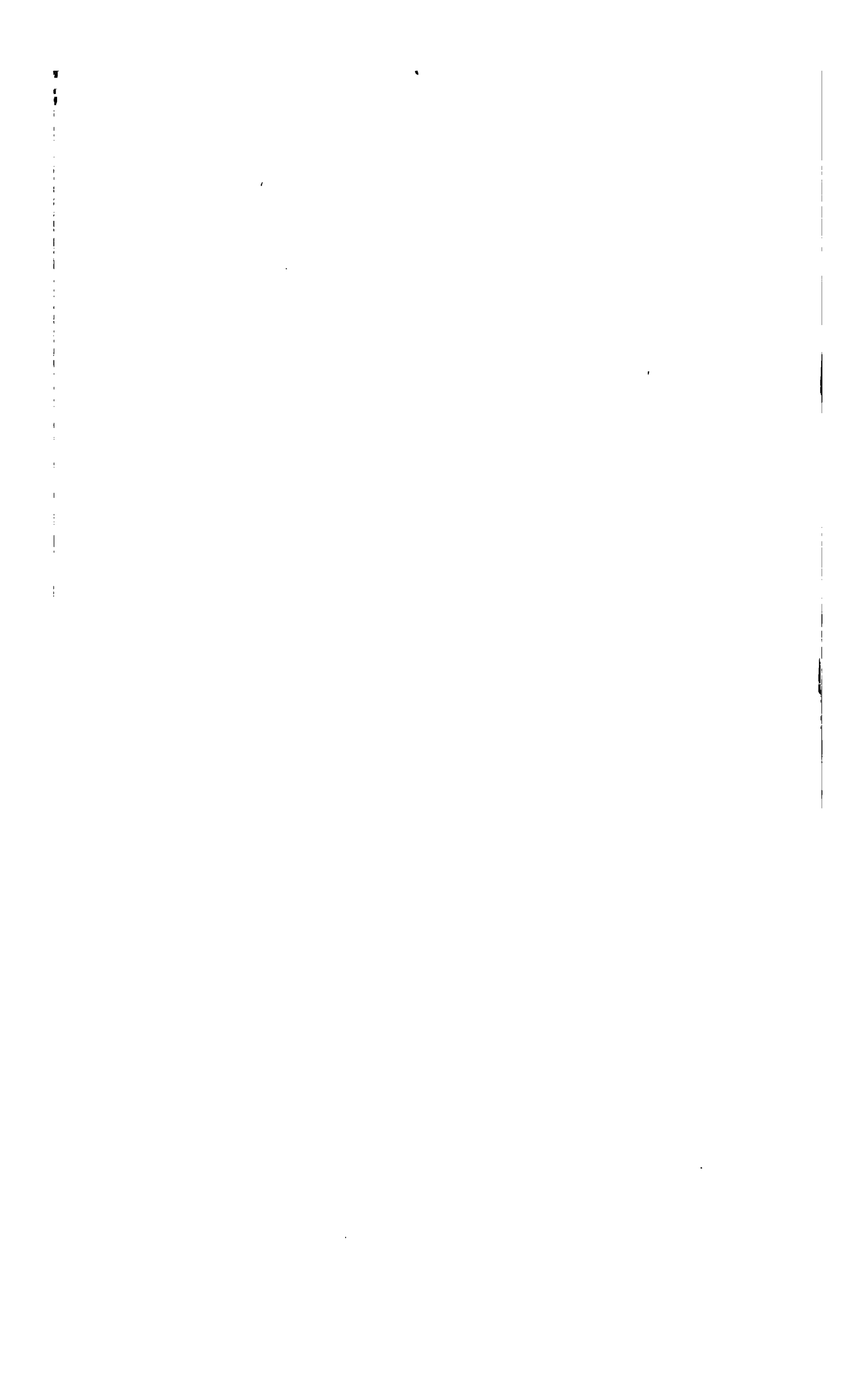
Zahnräder (Stahlguss).

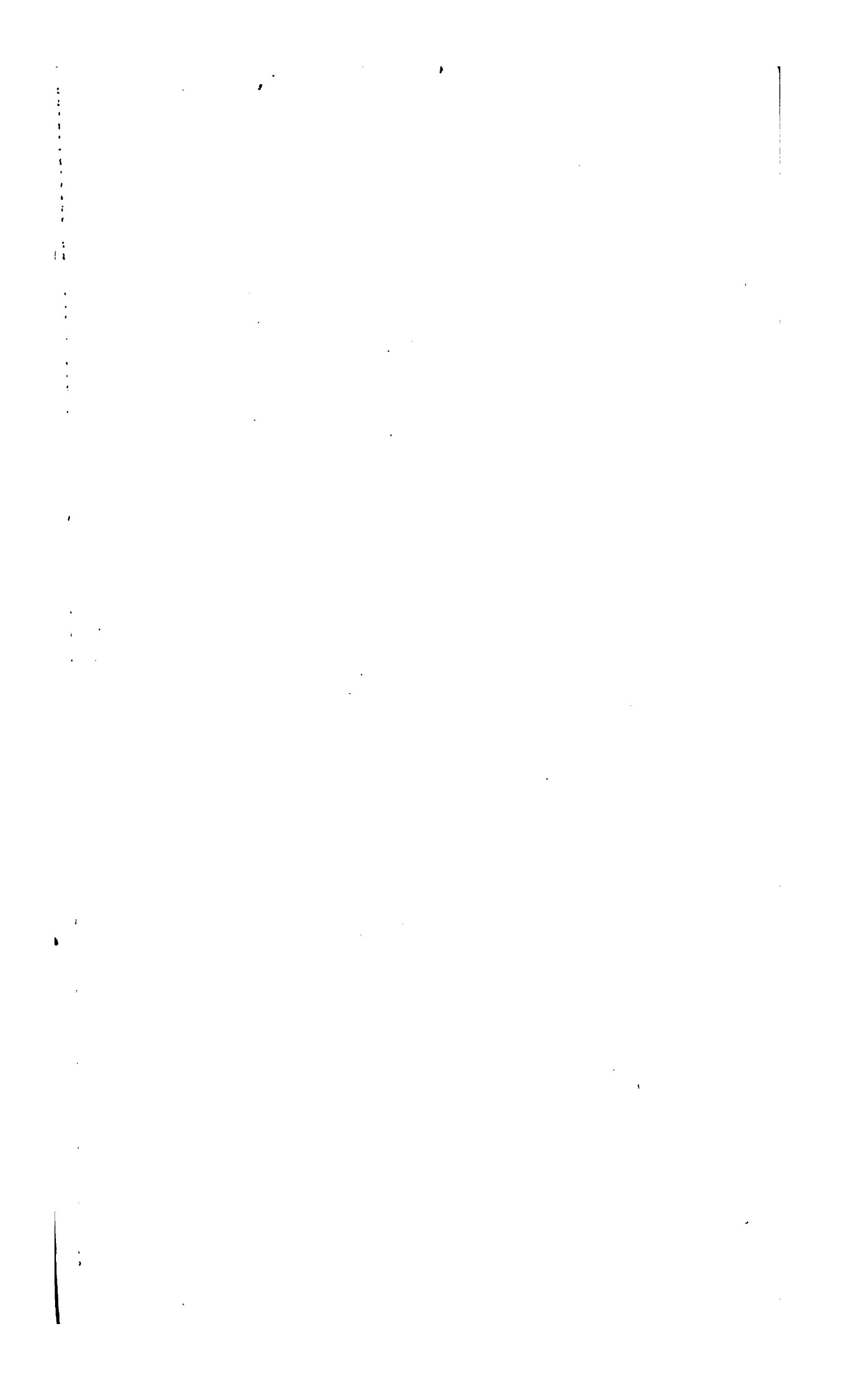
Oecking & Co., Düsseldorf.
Kalker Werkzeug-Maschinenf.

Zeichenpapiere.

Benrath & Franck, Düren.







Ein für das Buch bestimmter

Anhang bezw. Beilage

konnte nicht rechtzeitig fertiggestellt werden, man wolle deshalb diesen Schein benutzen.

Herrn **Herm. Haeder**

Duisburg.

Unterzeichneter ersucht um Nachsendung des Anhanges für **Haeder, Dampfmaschinen, IV. Auflage.**

Hochachtend

(genaue Adresse.)

Abtrennen.

Gratis-

Reise-Beilage

zu

Haeder, Dampfmaschinen

IV. Auflage

—

—

Selbstverlag

von

HERM. HAEDER, DUISBURG



Inhalt.

Die Seitenzahlen links oben entsprechen den betreffenden Seiten im Buch, ebenso die Tabellennummern.

Druck von L. Schwann in Düsseldorf.

Die Inhaber des 8. Tausend erhalten die Beilage gratis gegen Einsendung des am Schluss der „Dampfmaschinen“ angehefteten Bestellzettels und einer 10 Pfg.-Marke.

Der Spannungskoefficient k

ist die Zahl, mit welcher die Eintrittsspannung multipliziert werden muss, um den mittleren theoretischen Kolbendruck auf der Arbeitsseite des Kolbens zu erhalten. Vom Produkt $k \cdot p$ sind also der mittlere Gegendruck des Abdampfes und die in den Diagrammen auf Seite 305 schraffierten Verluste noch abzuziehen.

Tabelle 131. Spannungskoefficient.

Füllung	Schädliche Räume s								
h	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
0,00	0,079	0,107	0 130	0,152	0,172	0,191	0.210	0.226	0,240
0,02	0,151	0,173	0.190	0,210	0,230	0,250	0.263	0,276	0.289
0,04	0,204	0,232	0.250	0,268	0,280	0,292	0,302	0,314	0 328
0,06	0,255	0,273	0,292	0,303	0,321	0,332	0,343	0,353	0,366
0,08	0,305	0.321	0,337	0,348	0.363	0,371	0.383	0,392	0,403
0,10	0.356	0,369	0.381	0,392	0,403	0,412	0,422	0,432	0,440
0,12	0,394	0.406	0,417	0.427	0,437	0.446	0,455	0,464	0,472
0,14	0,431	0.442	0,452	0,462	0.470	0.479	0,487	0,495	0.503
0,16	0,467	0,477	0,486	0,496	0,502	0,511	0,518	0,525	0,533
0,18	0.502	0,513	0,519	0,529	0,533	0.542	0,548	0,554	0,562
0,20	0,535	0,545	0,552	0.559	0.565	0,571	0.577	0 584	0,590
0,22	0,564	0,573	0,578	0.586	0 592	0,597	0,603	0.609	0,615
0,24	0,592	0,600	0,606	0,612	0.615	0,622	0.628	0,633	0,639
0,26	0,619	0,626	0.631	0,637	0,643	0,646	0,652	0,656	0,662
0,28	0,645	0,651	0,655	0,661	0,667	0,671	0,675	0.678	0,683
0,30	0,670	0,675	0,680	0,685	0,689	0,692	0,696	0,700	0.704
0,32	0,693	0,697	0,702	0,706	0,710	0,714	0,718	0.721	0,725
0,34	0.715	0,718	0.723	0,726	0,730	0.734	0,738	0,741	0,745
0,36	0,736	0,738	0.743	0,745	0,749	0,753	0,757	0,760	0,764
0,38	0,756	0,757	0,762	0,763	0,767	0,772	0,775	0.778	0.782
0,40	0,773	0,775	0,779	0,781	0,784	0,787	0,794	0,797	0 800
0,42	0,791	0,792	0,794	0 798	0,801	0,803	0,810	0,812	0 815
0,44	0.808	0,809	0 810	0,814	0,817	0,818	0,824	0,826	0,829
0,46	0,824	0,825	0,827	0,829	0,832	0,834	0,837	0,839	0.842
0.48	0,838	0,839	0,841	0,843	0 845	0,847	0,849	0 851	0,854
0,50	0.850	0,852	0.854	0,856	0.857	0.858	0,862	0 864	0,866
0,55	0,879	0,881	0,883	0.885	0,886	0,887	0,889	0,890	0.891
0,60	0,906	0.908	0.910	0,912	0.913	0.913	0,914	0,915	0,916
0,65	0 927	0,929	0.931	0 932	0,933	0,934	0,935	0.935	0,936
0,70	0,947	0,949	0,951	0,952	0.953	0,953	0.954	0,954	0,955
0,75	0,962	0,964	0.966	0,967	0 968	0,968	0,968	0 968	0.973
0.80	0,976	0,978	0,980	0.980	0.981	0,981	0,981	0,981	0.981
0.90	0.994	0.995	0,995	0,995	0,996	0,997	0,997	0 998	0,998

Beispiel. Gegeben Füllung $h = 0,2$, schädlicher Raum $s = 7\%$, so ist der Spannungskoefficient $k = 0,571$.

Gebräuchliche Grössen von Eincylindermaschinen für 6 Atm. Überdruck.*) Tabelle 136.

Eincylinder-Auspuffmaschine								Eincylinder-Kondensationsmaschine				
Hub	Durchmesser	Touren	Normale Leistung ohne Kondensation		Dampfverbrauch	Maximalleistung**)		Normale Leistung mit Kondensation		Dampfverbrauch	Maximalleistung	
H	D	n	N_i	N_e		N_i	Dampf pr. N_i	N_i	N_e		N_i	Dampf pr. N_i
300	**200**	150	20	**15**	15	30	17	—	—	—	—	—
400	**250**	120	35	**30**	14,5	50	17	—	—	—	—	—
500	**300**	106	50	**45**	14	75	16	—	—	—	—	—
600	**350**	95	70	**62**	13.6	100	16	—	—	—	—	—
700	**400**	85	85	**75**	13,2	130	16	75	**63**	10,2	110	12
800	**450**	77	120	**105**	13	180	15	92	**80**	9,9	140	12
900	**500**	70	160	**140**	12,7	240	15	115	**95**	9.7	175	11
1000	**550**	65	190	**170**	12,5	280	15	150	**130**	9,5	220	11
1100	**600**	60	230	**200**	12 4	340	15	170	**150**	9,3	260	11
1200	**700**	57	310	**270**	12	450	14	230	**200**	9	340	10
1400	**800**	53	430	**390**	11,8	620	14	320	**280**	8,7	480	10
1600	**900**	50	570	**520**	11,7	870	14	410	**360**	8,5	550	10
1800	**1000**	47	780	**700**	11 6	1150	14	560	**480**	8,4	850	10

Die fettgedruckte Anzahl der Pferdestärken ist für die normale Bezeichnung geeignet und kann bis 10 % höher angesetzt werden.

314 Endspannung w, Füllung h, schädl. Raum s, mittlerer Kolbenüberdruck p_m.

Tabelle 137. a) Auspuff.

Endspannung w =	1,75	1,8	1.85	1,9	**1,95**	2	2,05	2,1
Schädl. Raum % s =	5	5	5	6	**6**	7	7	8
Füllung h =	0.55	0,42	0.33	0,27	**0,23**	0,20	0,17	0,16
Wirksamer Überdr. p_m =	1.4	1,9	2,3	2,7	3,0	3,3	3,5	3,8

Tabelle 138. b) Kondensation.

Endspannung w =	0.7	0,7	0.75	0.8	**0.85**	0.9	0 95	1,0
Schädl. Raum % s =	4	4	4	5	**5**	6	6	7
Füllung h =	0.20	0,15	0.12	0,09	**0,08**	0,06	0,05	0,04
Wirksamer Überdr. p_m =	1.4	1,6	1,8	2.0	2,2	2,3	2,4	2,6

*) S. Anmerkung auf S. 315.

**) Maximalleistung = 1,4 der Normalleistung.

Normalleistung N_i, normale Kolbengeschwindigkeit c*)

Tabelle 139. Eincylinder-Auspuff.

Cylind.-Drchm. D	Q qcm	3		4		5		6		7		8		9		10	
		Dampfdruck in Atm. abs.															
150	173	4	1,0	5	1,1	6	1,2	8	1,3	**10**	1,4	12	1,5	14	1,6	16	1,7
200	308	6	1,0	9	1,1	12	1,2	15	1,3	**18**	1,4	21	1,5	24	1,6	28	1,7
250	481	10	1,0	15	1,1	20	1,2	25	1,3	**30**	1,4	35	1,5	40	1,6	45	1,7
300	693	15	1,1	21	1,2	28	1,3	35	1,4	**42**	1,5	49	1,6	56	1,7	63	1,8
350	933	19	1,1	28	1,2	37	1,3	47	1,4	**56**	1,5	65	1,6	75	1,7	84	1,8
400	1232	25	1,2	37	1,3	50	1,4	62	1,5	**74**	1,6	86	1,7	99	1,8	112	1,9
450	1559	31	1,2	46	1,3	62	1,4	78	1,5	**94**	1,6	110	1,7	125	1,8	140	1,9
500	1924	52	1,3	70	1,4	90	1,5	110	1,6	**130**	1,7	150	1,8	170	1,9	190	2,0
550	2328	62	1,3	82	1,4	105	1,5	130	1,6	**155**	1,7	180	1,8	205	1,9	230	2,0
600	2771	70	1,4	100	1,5	130	1,6	160	1,7	**190**	1,8	220	1,9	250	2,0	285	2,1
650	3252	80	1,4	115	1,5	150	1,6	185	1,7	**220**	1,8	250	1,9	280	2,0	320	2,1
700	3772	98	1,5	145	1,6	190	1,7	240	1,9	**280**	2,1	320	2,2	375	2,3	420	2,4
750	4330	115	1,5	170	1,6	220	1,7	280	1,9	**349**	2,1	390	2,2	440	2,3	480	2,4
800	4926	150	1,6	210	1,7	270	1,8	330	2,1	**390**	2,2	450	2,3	500	2,4	550	2,5
850	5561	165	1,6	240	1,7	320	1,8	390	2,1	**460**	2,2	530	2,3	590	2,4	650	2,5
900	6250	190	1,7	270	1,8	350	1,9	430	2,2	**510**	2,3	590	2,4	670	2,5	750	2,6
1000	7697	240	1,8	360	1,9	470	2,0	590	2,3	**700**	2,5	800	2,6	900	2,7	1000	2,8

Tabelle 140. Eincylinder-Kondensationsmaschine.

D	Q	3		4		5		6		7		8		9		10	
400	1232	28	1,2	35	1,3	42	1,4	51	1,5	**60**	1,6	68	1,7	76	1,8	86	1,9
450	1559	35	1,2	43	1,3	53	1,4	64	1,5	**74**	1,6	83	1,7	92	1,8	101	1,9
500	1924	46	1,3	56	1,4	68	1,5	80	1,6	**92**	1,7	104	1,8	116	1,9	130	2,0
550	2328	56	1,3	69	1,4	84	1,5	100	1,6	**116**	1,7	129	1,8	144	1,9	160	2,0
600	2771	62	1,4	78	1,5	94	1,6	113	1,7	**134**	1,8	154	1,9	170	2,0	195	2,1
650	3252	73	1,4	91	1,5	115	1,6	134	1,7	**158**	1,8	180	1,9	200	2,0	228	2,1
700	3772	90	1,5	112	1,6	138	1,7	173	1,9	**209**	2,1	240	2,2	270	2,3	303	2,4
750	4330	105	1,5	130	1,6	160	1,7	200	1,9	**242**	2,1	280	2,2	310	2,3	350	2,4
800	4926	125	1,6	160	1,7	190	1,8	250	2,1	**290**	2,2	330	2,3	365	2,4	410	2,5
850	5561	140	1,6	180	1,7	220	1,8	275	2,1	**325**	2,2	370	2,3	420	2,4	460	2,5
900	6250	170	1,7	210	1,8	250	1,9	310	2,2	**370**	2,3	430	2,4	480	2,5	530	2,6
900	6950	190	1,7	240	1,8	290	1,9	365	2,2	**430**	2,3	490	2,4	530	2,5	580	2,6
1000	7697	220	1,8	280	1,9	340	2,0	420	2,3	**500**	2,5	570	2,6	640	2,7	700	2,8
	p =	3		4		5		6		7		8		9		10	

*) Die in diesen Tabellen angegebenen Leistungen können ohne Bedenken um 20 Prozent höher angesetzt werden; der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3—4 Prozent. S. Abschnitt IX.

Hauptdimensionen, Leistung, Gewichte und Preise von Dampfmaschinen gebräuchlicher Ausführung.

Tabelle 177. Dampfdruck 7 Atm. abs.

Hub	Durchmesser	Umdrehungen pro Minute	Leistung **) indizierte PS.		Gewicht mit Schwungrad und ohne Kondensation	Preis *) ohne Kondensation	Preis der Kondensation
H	D	n	normal N_i	maximal N_i	kg	Mark	Mark
120	75	230	0,6	0,8	300	400	—
160	90	200	1,2	1,8	400	500	—
200	120	180	2	3	500	700	—
250	160	165	7	12	7000	1000	—
300	190	150	18	23	1100	1400	—
350	225	135	22	28	2000	2000	—
400	250	120	32	45	3000	3000	—
500	300	106	50	70	5000	5000	1200
600	350	95	70	95	7000	7000	1600
700	400	85	85	120	9000	9000	2000
800	450	77	120	170	12000	10800	2400
900	500	70	160	220	15000	12000	3000
1000	550	65	190	260	19000	13300	3500
1100	600	60	230	340	24000	14500	4200
1200	700	57	310	430	35000	20000	5000
1400	800	53	430	600	48000	26000	6000
1600	900	50	570	800	62000	33000	7300
1800	1000	47	780	1000	80000	40000	9000

*) Schwankt je nach der Ausführung und Marktlage um 20% nach oben und unten.

Das Schwungrad ist hier mit 30% des Gesamtgewichtes inbegriffen.

**) Bei der Maximalleistung ist der Dampfverbrauch pro N_i und Stunde ca. 13% grösser, als bei der Normalleistung, s. Seite 382, Nutzleistung bezw. Wirkungsgrad s. Seite 304.

Raumbedarf
der Eincylindermaschinen mit und ohne Kondensation.

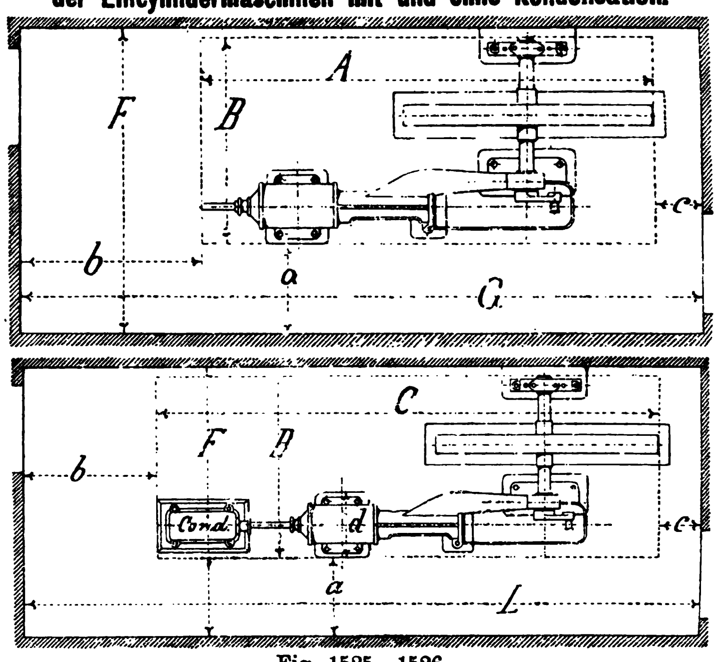


Fig. 1525—1526.

Tabelle 176.

Hub	Ohne Kondensation. Fig. 1525.							Mit Kondens. Fig. 1526.	
H	*A*	*B*	*a*	*b*	*c*	*d*	*F*	*G*	*C*	*L*
400	3350	2015	800	1600	500	600	2800	5450	—	—
500	4755	2252	900	1700	500	700	3300	6955	6025	8225
600	5586	2505	1000	1800	600	800	3650	7986	6900	9300
700	6427	2757	1100	1900	600	900	4050	8027	7830	10330
800	7215	3010	1200	2000	700	1000	4400	9915	8890	11590
900	7988	3312	1300	2100	700	1100	4800	10788	9940	12740
1000	8906	3615	1400	2200	700	1200	5200	11806	10950	13850
1100	9050	3950	1500	2300	800	1300	5550	12150	11950	15050
1200	10782	4200	1600	2400	800	1400	6000	13982	13100	16300

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Auspuffmaschine mit Expansionssteuerung und Dampfmantel.

Tabelle 153.

Cylinder-Durchm. D	Dampfdruck in Atm. abs.							
	3	4	5	6	7	8	9	10
200—290	29	22	18,5	15,6	**13,6**	13,3	13	12,5
300—390	28,5	21,6	18	15,4	**13,4**	13,1	12,6	12,1
400—490	28	21,3	17,8	15,2	**13,2**	12,9	12,3	11,8
500—590	27,5	21	17.5	15,0	**13,1**	12,7	12,0	11,5
600—690	27	20,8	17,3	14,8	**13,0**	12,5	11 8	11,3
700—790	26.5	20,6	17,1	14,6	**12,9**	12,3	11,6	11,1
800—890	26	20,4	16,9	14,4	**12,8**	12,1	11,4	10,9
900—990	25,5	20,2	16,7	14,2	**12,7**	11.9	11,2	10,7
1000—1200	25	20	16 5	14	**12,6**	11,7	11	10,5

Kondensationsmaschine mit Dampfmantel.

Tabelle 154.

Cylinder-Durchm. D	Dampfdruck in Atm. abs.						
	3	4	5	6	7	8	9
400—490	14	12,9	11,8	10,8	**9,8**	9,7	9,6
500—590	13,6	12,6	11,5	10,6	**9,6**	9,5	9,4
600—690	13,2	12,3	11,2	10,4	**9,4**	9.3	9,2
700—790	12,9	12,0	10.9	10,2	**9,3**	9,1	9,0
800—890	12,6	11,7	10,7	10	**9 2**	9,0	9,8
900—990	12.3	11.4	10 5	9,8	**9,1**	8,9	9,7
1000—1200	12	11 1	10 3	9,6	**9**	8,8	8,6

Beispiel: Welchen Dampfverbrauch wird voraussichtlich eine Eincylinder-Auspuffmaschine von 500 Cylinderdurchmesser bei 6 Atm. Betriebsdruck haben?

Nach Tabelle 153 ergiebt sich für 6 + 1 = 7 Atm. abs. 13,1 kg pro N_i und Stunde. Die Normalleistung dieser Maschine wäre nach Seite 315, 130 indiz. Pferdestärken.

Beispiel: Eine eincylindrige Kondensationsmaschine, welche mit 8 Atm. Dampfdruck arbeitet, würde bei 700 mm Cylinderdurchmesser und normaler Leistung nach Tabelle 154 ca. 9,1 kg Dampf gebrauchen.

Maximalleistung.

In den Offerten auf Lieferung einer Dampfmaschine ist meistens von einer **Normalleistung** die Rede. Die Bezeichnung Normalleistung in Pferdestärken giebt uns aber noch keinen Anhalt über die Grösse der Maschine. So bezeichnet zum Beispiel eine Firma eine Dampfmaschine von 400 mm Cylinderdurchmesser, 700 mm Hub, 75 Touren pro Minute mit normal 75 pferdig, ein anderer Lieferant mit 90 pferdig. Man muss also unter allen Umständen auch die **Grössen**verhältnisse der Maschine bei der Vergleichung der Preise berücksichtigen. Wenn man die Normalleistung nach den im Kapitel **„Effektberechnung“** angegebenen Werten festhält, so kann die **Maximal**leistung, das ist die Leistung, mit welcher die Maschine noch imstande sein muss, **längere Zeit anstandslos** zu arbeiten, nach folgender Tabelle angesetzt werden.

Tabelle 174. Vergleich der Normal- und Maximalleistung.

	Atm. abs.					
Dampfdruck . . . . . p =	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9
Auspuff, Maximalleistung . . =	1,2	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5
Kondensation, „ . . =	1,4	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Nachstehendes Schema (Fig. 1516—1523) giebt uns die Verhältnisse für **Normal-** und **Maximal**leistung für mittlere Maschinengrössen. Das Schema zeigt uns auch den Einfluss des **Dampfverbrauches** S_i pro indizierte Pferdekraft und Stunde auf die Leistung; so z. B. braucht eine Kondensationsmaschine mit 7 Atm. abs. Spannung bei der Maximalleistung (1,5 der Normalleistung) pro N_i und Stunde 15 % mehr Dampf als bei der Normalleistung.

Vergleichswerte der Normal- und Maximalleistung

des mittleren **Kolbenüberdruckes** p_m bezw. Leistung N_i, **Füllung** h, **Endspannung** w und **Dampfverbrauch** S_i pro indiz. PS. und Stunde.

Fig. 1516—1519. Für Auspuffmaschinen.

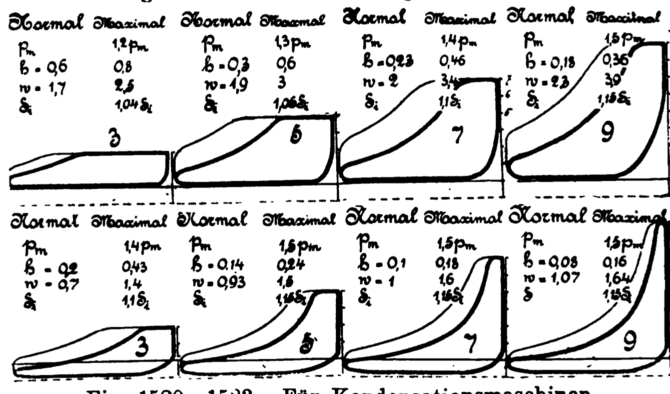


Fig. 1520—1523. Für Kondensationsmaschinen.

—— Normalleistung, —— Maximalleistung.

Normalleistung N_i, normale Kolbengeschwindigkeit c.

Tabelle 143. **Kompoundmaschine.**

lind.-chm.	Auspuff					Kondensation				
	Dampfdruck Atm. abs.					Dampfdruck Atm. abs.				
D	7	8	9	10	11	5	6	7	8	9
100	65 1,6	80 1,7	90 1,8	**105** 1,9	120 2,0	30 1,4	45 1,5	**54** 1,6	63 1,7	72 1,8
150	75 1,6	90 1,7	105 1,8	**120** 1,9	140 2,0	40 1,4	52 1,5	**60** 1,6	70 1,7	82 1,8
500	90 1,7	110 1,8	135 1,9	**155** 2,0	180 2,1	50 1,5	64 1,6	**76** 1,7	90 1,8	105 1,9
550	120 1,7	140 1,8	160 1,9	**190** 2,0	215 2,1	65 1,5	80 1,6	**95** 1,7	115 1,8	130 1,9
600	150 1,8	180 1,9	210 2,1	**240** 2,1	270 2,2	80 1,6	100 1,7	**120** 1,8	140 1,9	160 2,0
650	170 1,9	210 2,0	240 2,2	**280** 2,2	320 2,3	90 1,7	115 1,8	**140** 1,9	170 2,0	185 2,1
700	200 2,0	250 2,1	290 2,3	**360** 2,3	410 2,4	110 1,8	145 1,9	**180** 2,0	220 2,1	250 2,2
750	240 2,1	290 2,2	350 2,3	**400** 2,4	460 2,5	130 1,9	170 2,0	**210** 2,1	240 2,2	280 2,3
800	290 2,2	350 2,3	410 2,4	**480** 2,5	550 2,6	160 2,0	200 2,1	**245** 2,2	290 2,3	330 2,4
850	325 2,2	390 2,3	450 2,4	**530** 2,5	630 2,6	190 2,0	230 2,1	**275** 2,2	320 2,3	380 2,4
900	380 2,3	450 2,4	540 2,5	**620** 2,6	720 2,7	215 2,1	260 2,2	**320** 2,3	380 2,4	430 2,5
950	430 2,3	520 2,4	610 2,5	**700** 2,6	800 2,7	250 2,1	300 2,2	**360** 2,3	430 2,4	490 2,5
000	510 2,5	610 2,6	720 2,7	**830** 2,8	950 2,9	300 2,2	345 2,3	**430** 2,5	510 2,6	580 2,7

Die in Tabelle 141—143 angegebenen p_m und N_i können ohne Bedenken 20% höher angesetzt werden, der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3—4% (s. Seite 324).

Tabelle 142. $(p_m)_i$ **für Maschinen mit Kondensation.**

	Dampfdruck in Atm. abs.					
	5	6	7	8	9	10
Endspannung $w'' =$	0,6	0.7	**0,7**	0,8	0,8	0,9
Schädlicher Raum $s'' =$	5	6	**6**	7	7	8
Ideeller schädl. Raum $s_i =$	2	2,1	**2,2**	2.4	2,6	2,8
Füllung $h_i =$	0.12	0,10	**0,09**	0,08	0.07	0,06
Wirks. Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	1.4	1,6	1.8	2.0	2,2	2.3

Hauptdimensionen, Leistung, Gewichte und Preise
horizontaler Kompoundmaschinen gebräuchlicher Ausführung.*)

Tabelle 181. **Mit Kondensation. • Betriebsüberdruck 6 Atm.**

Kolbenhub	Hochdruckcylinder	Niederdruckcylinder	Umdrehungen pro Minute	Leistung **)		Einspritzwassermenge in cbm pro Stunde	Gewicht ***) mit Schwungrad und Kondensation kg	Preis mit Kondensation Mark
H	d	D	n	normal N_i	maximal N_i			
400	200	315	100	30	50	6	5000	*6000*
500	300	450	90	50	70	8,4	9500	*11000*
600	350	530	80	80	112	13	14000	*14000*
700	400	610	75	110	154	18	19500	*19000*
800	450	690	70	150	210	24	26000	*25000*
900	500	770	67	200	280	30	34000	*31000*
1000	550	850	65	250	350	36	43000	*37000*
1100	600	950	60	330	462	45	57000	*45000*
1200	700	1100	57	450	630	60	82000	*59000*
1400	800	1250	53	600	840	85	110000	*73000*
1600	900	1400	50	800	1120	110	150000	*92000*
1800	1000	1550	47	1000	1400	150	200000	*100000*

Stehende Kompoundmaschine siehe Seite 414.

*) Dampfverbrauch Seite 381.

) Bei der **Maximalleistung ist der Dampfverbrauch pro indizierte PS und Stunde 12% grösser als bei der Normalleistung.

***) Das Gewicht des **Schwungrades** ist hier mit circa 25%, das der Kondensation mit 10% des Gesamtgewichtes inbegriffen.

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Kompound-Auspuffmaschine mit Dampfmantel.

Tabelle 155.

Cylinder-durchmesser D	Dampfdruck in Atm. abs.								
	6	7	8	9	10	11	12	13	14
500—590	14	12,9	12	11,3	**10,7**	10,2	9,8	9,5	9,3
600—690	13,8	12,7	11,8	11,1	**10,5**	10	9,6	9,3	9,1
700—790	13.6	12,5	11,6	10,9	**10,3**	9,8	9,4	9,1	8,9
800—890	13,4	12,3	11,4	10,7	**10,2**	9,6	9,2	8,9	8,7
900—990	13,2	12,1	11,3	10,6	**10.1**	9,5	9,1	8,8	8,5
1000—1200	13	12	11,2	10,5	**10**	9,4	9	8,7	8,4

Kompound-Kondensationsmaschine mit Dampfmantel.

Tabelle 156.

Cylinder-durchmesser D	Dampfdruck in Atm. abs.						
	4	5	6	7	8	9	10
500—590	10	9,3	8,6	**8.1**	7,8	7,5	7
600—690	9,8	9,1	8,4	**7.9**	7,6	7,3	6,8
700—790	9,6	8,9	8,2	**7,7**	7.4	7,1	6.6
800—890	9,4	8,7	8,0	**7 5**	7,2	7	6,5
900—990	9,3	8,6	7,9	**7,3**	7,1	6,9	6,4
1000—1200	9,2	8.5	7,8	**7,2**	7	6.8	6,3

Beispiel: Eine Kompoundmaschine soll 800 ind. PS leisten, es stehen 7 Atm. überdruck also 8 Atm. abs. Dampfspannung zur Verfügung. Als Durchmesser des Niederdruckcylinders wäre zu wählen:

nach Seite 319 für Auspuff . . . 750 mm
als Kondensationsmaschine . . 800 „

Der Dampfverbrauch würde sich stellen
für die Auspuffmaschine nach Tabelle 155 auf 11,6 kg
„ „ Kondensationsmaschine „ „ 156 „ 7,2 „

Die **Ersparnis durch Kondensation** beträgt also $\frac{(11,6-7,2)}{11,6} \cdot 100 = 38\%$.

Bei gleicher Cylindergrösse würde die Ersparnis weniger betragen.

Die in der Tabelle 141 und 142 angegebenen p_m kann man ohne Bedenken um 20% höher ansetzen. Der Dampfverbrauch erhöht sich dann um 3 bis 4% (s. Seite 324).

Raumbedarf
der Zweicylindermaschine mit und ohne Kondensation.

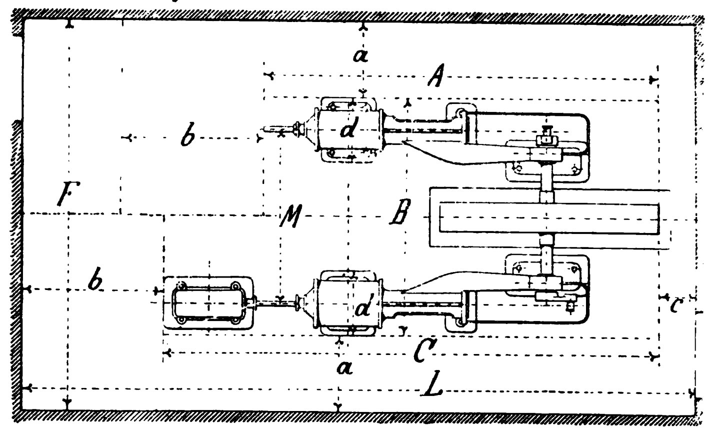


Fig. 1581. Tabelle 182.

Hub	Ohne Kondensation								Mit Kondens.	
H	*A*	*B*	*M*	*a*	*b*	c	*d*	*F*	*C*	*L*
400	—	2700	2100	800	1600	500	600	4300	—	—
500	4755	3000	2300	900	1700	500	700	4800	6025	8225
600	5586	3300	2500	1000	1800	600	800	5300	6900	9300
700	6427	3600	2700	1100	1900	600	900	5800	7830	10330
800	7215	3850	2850	1200	2000	700	1000	6250	8900	11590
900	7988	4100	3000	1300	2100	700	1100	6700	9940	12740
1000	8906	4400	3200	1400	2200	700	1200	7200	10950	13850
1100	9050	4700	3400	1500	2300	800	1300	7700	11950	15050
1200	10782	5000	3600	1600	2400	800	1400	8200	13100	16300

Das Mass *c* kann auch = *0* oder negativ genommen werden, in letzterem Falle ist die Mauer für das Schwungrad ausgespart.

Die Leistung der Kompoundmaschinen.

Die **Normalleistung** der Kompoundmaschinen nehme man bei scharfen Dampfgarantien nach Seite 318 u. 319.

Bei weniger scharfen Dampfgarantien und gedrückten Preisen kann man die Normalleistung um 10—20 % **höher ansetzen.**

Der entsprechende **Dampfverbrauch** pro N_i und Stunde erhöht sich dann ebenfalls, vergl. Tabelle 150 Seite 324.

Die der **Maximalleistung** entsprechende **Füllung** u. s. w. ist aus nachstehender Tabelle 180 und aus dem Schema Fig. 1575—1580 ersichtlich.

Tabelle 180. Vergleichswerte der Normal- und Maximalleistung.

	Atm. abs.					
Dampfdruck . . . . . . p =	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10	10—11
Auspuff, Maximalleistung . . =	1,3	1,3	1,35	1,4	1,4	1,4 N_i
Kondensation, „ . . =	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4 N_i

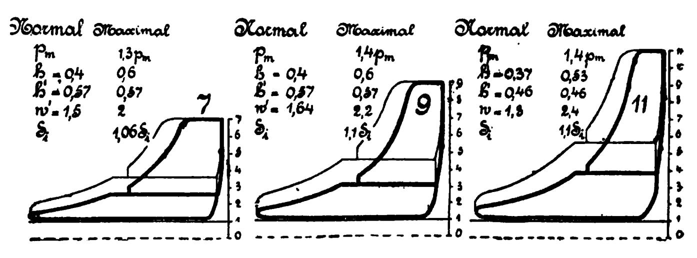


Fig. 1575—1577. Für Auspuffmaschinen.

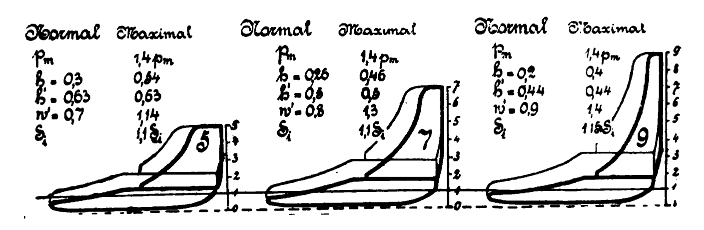


Fig. 1578—1580. Für Kondensationsmaschinen.

—— Normalleistung nach Seite 318—319, —— Maximalleistung.

Dreifach-Expansionsmaschine mit Dampfhemd.

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Tabelle 157.

Durchm. des Niederdruckcyl.	Auspuff*)				Kondensation					
	Atm. abs. p =				Atm. abs. p =					
D	12	13	14	15	10	11	12	13	14	15
700	6,9	6,7	6,4	6,2	6,5	**6,2**	5,9	5,7	5,5	5,3
800	6,8	6,6	6,3	6,1	6,4	**6,1**	5,8	5,6	5,4	5,2
900	6,7	6,4	6,2	6,1	6,3	**6,0**	5,7	5,5	5,3	5,2
1000	6,7	6,4	6,2	6,0	6,2	**5,9**	5,7	5,5	5,3	5,1
1100	6,5	6,3	6,1	6,0	6,1	**5,9**	5,6	5,4	5,3	5,1
1200	6,5	6,3	6,1	6,0	6,1	**5,8**	5,6	5,4	5,2	5,1
1300	6,4	6,2	6,0	5,9	6,0	**5,8**	5,5	5,3	5,1	5,0
1400	6,4	6,2	6,0	5,9	6,0	**5,7**	5,5	5,3	5,1	5,0
1500	6,4	6,2	6,0	5,9	5,9	**5,7**	5,5	5,3	5,1	5,0

Endspannung w, schädlicher Raum s_i, Füllung h_i, Überdruck $(p_m)_i$.

322

Tabelle 146. a) **als Auspuffmaschine.**

	Dampfdruck in Atm. abs.						
	9	10	11	12	13	14	15
Endspannung $w''' =$	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	**1,7**
Schädlicher Raum $s''' =$	7	7,3	7,8	8	8,3	8,6	**9**
Ideeller schädl. Raum $s_i =$	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	**2**
Ideelle Füllung $h_i =$	0,14	0,13	0,12	0,115	0,11	0,105	**0,10**
Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	**2,3**	**2,5**	**2,7**	**2,9**	**3,2**	**3,4**	**3,6**

Tabelle 147. b) **als Kondensationsmaschine.**

	Dampfdruck in Atm. abs.						
	9	10	11	12	13	14	15
Endspannung $w''' =$	0,6	0,6	**0,7**	0,7	0,8	0,8	0,9
Schädlicher Raum $s''' =$	7	7,3	**7,8**	8	8,3	8,6	9
Ideeller schädl. Raum $s_i =$	1,3	1,3	**1,4**	1,5	1,5	1,5	1,6
Ideelle Füllung $h_i =$	0,06	0,056	**0,053**	0,05	0,048	0,043	0,04
Kolbenüberdruck $(p_m)_i =$	1,8	1,9	**2,0**	2,1	2,3	2,4	2,5

*) Ist auf Seite 322 unrichtig angegeben.

Normalleistung N_i, normale Kolbengeschwindigkeit c.

Tabelle 148. Dreifach-Expansionsmaschinen.

Durchm. d. Niederdruckcyl.	Auspuff			Kondensation					
	Atm. abs. p			Atm. abs. p					
D	13	14	15	10	11	12	13	14	15
600	280 2,4	315 2,5	**350** 2,6	120 2,1	**150** 2,2	170 2,3	190 2,4	205 2,5	220 2,6
650	330 2,4	360 2,5	**400** 2,6	160 2,1	**180** 2,2	200 2,3	220 2,4	240 2,5	260 2,6
700	390 2,6	450 2,7	**520** 2,8	180 2,3	**200** 2,4	220 2,3	245 2,6	270 2,8	300 2,9
750	460 2,6	530 2,7	**590** 2,8	220 2,3	**245** 2,4	270 2,5	290 2,6	315 2,8	335 2,9
800	550 2,8	630 2,9	**690** 3,0	260 2,5	**290** 2,6	320 2,7	345 2,8	370 2,9	395 3,0
850	630 2,8	720 2,9	**790** 3,0	300 2,5	**330** 2,6	360 2,7	390 2,8	420 2,9	450 3,0
900	730 2,9	820 3,0	**900** 3,1	340 2,6	**380** 2,7	420 2,8	455 2,8	480 3,0	510 3,1
950	830 3,0	920 3,1	**1000** 3,2	390 2,6	**430** 2,7	470 2,8	515 2,9	550 3,0	570 3,1
1000	960 3,1	1100 3,2	**1230** 3,4	460 2,8	**510** 2,9	550 3,0	600 3,2	650 3,2	700 3,4
1100	1230 3,3	1380 3,4	**1500** 3,5	600 3,0	**650** 3,1	720 3,2	780 3,3	810 3,4	860 3,5
1200	1500 3,4	1680 3,5	**1800** 3,6	740 3,1	**800** 3,2	875 3,3	950 3,4	1000 3,5	1060 3,6
1300	1850 3,5	2050 3,6	**2250** 3,7	900 3,2	**950** 3,3	1070 3,4	1150 3,5	1200 3,6	1250 3,7
1400	2150 3,6	2450 3,7	**2600** 3,8	1100 3,3	**1100** 3,4	1270 3,5	1300 3,6	1400 3,7	1450 3,8
1500	2360 3,7	2700 3,8	**2900** 3,9	1200 3,4	**1300** 3,5	1400 3,6	1500 3,7	1600 3,8	1700 3,9

Diese Normalleistungen können ohne Bedenken 20 % höher angesetzt werden; s. Tabelle 150.

Beispiel: Eine Dreifach-Expansionsdampfmaschine mit Kondensation von 1000 mm Durchmesser des Niederdruckcylinders würde nach Tab. 148 bei 11 Atm. abs. Dampfdruck (also 10 Atm. Überdruck) normal 510 indizierte Pferdestärken leisten bei 2,9 m Kolbengeschwindigkeit. Lassen wir die Maschine mit 3,2 m Kolbengeschwindigkeit laufen, so erhöht sich die Leistung auf $\frac{510 \cdot 3{,}2}{2{,}9} = 563$ Pferdestärken.

333

Dampfverbrauch pro N_i und Stunde.

Dreifach-Expansionsmaschine mit Dampfhemd.

Tabelle 157.

Durchm. des Niederdruckcyl.	Auspuff				Kondensation					
	Atm. abs. $p =$				Atm. abs. $p =$					
D	12	13	14	15	10	11	12	13	14	15
700	8,2	7,9	7,5	**7,1**	6,5	**6,2**	5,9	5,7	5,5	5,3
800	8,1	7,6	7,2	**6,8**	6,4	**6,1**	5,8	5,6	5,4	5,2
900	8,0	7,4	6,9	**6,4**	6,3	**6,0**	5,7	5,5	5,3	5,2
1000	7,9	7,2	6,6	**6,2**	6,2	**5,9**	5,7	5,5	5,3	5,1
1100	7,8	7,0	6,3	**6,0**	6,1	**5,9**	5,6	5,4	5,3	5,1
1200	7,7	6,8	6,0	**5,9**	6,1	**5,8**	5,6	5,4	5,2	5,1
1300	7,5	6,6	5,8	**5,8**	6,0	**5,8**	5,5	5,3	5,1	5,0
1400	7,3	6,4	5,7	**5,8**	6,0	**5,7**	5,5	5,3	5,1	5,0
1500	7,1	6,2	5,6	**5,7**	5,9	**5,7**	5,5	5,3	5,1	5,0

Hauptdimensionen, Leistung, Gewichte und Preise
der Dreifach-Expansionsmaschinen mit Kondensation.

Tabelle 187. **Horizontale Anordnung.** 10 Atm. Überdruck.

Hub	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	Umdrehungen pro Minute n	Leistung*) normal N_i	Leistung*) maxim. N_i	Einspritzwassermenge in cbm pro Stunde	Gewicht**) mit Schwungrad und Kondensation kg	Preis Mark
	Cylinderdurchmesser								
700	240	370	560	85	150	200	17	12500	23000
800	270	420	640	82	200	270	24	16500	28000
900	300	465	720	80	270	380	32	21000	34000
1000	340	525	800	78	335	470	40	27000	39500
1100	375	580	880	76	430	600	50	36000	45000
1200	400	620	960	73	530	750	60	47000	52000
1400	440	680	1120	65	830	1170	90	73000	69000
1600	550	850	1280	60	1050	1500	110	104000	88000
Tabelle 188. Vertikale Anordnung.									
400	290	440	650	120	160	200	20	23000	25000
500	360	580	870	110	300	450	35	34000	30000
600	450	630	1040	100	420	630	50	42000	36000
700	500	800	1220	90	700	1050	80	68000	50000
800	565	910	1390	80	850	1260	95	100000	72000
900	650	1050	1570	70	1100	1600	120	140000	86000

*) Bei der **Maximalleistung** ist der Dampfverbrauch 15% grösser als bei der Normalleistung.

) Das Gewicht des **Schwungrades ist hier mit ca. 25%, das der Kondensation mit 10% des Gesamtgewichtes inbegriffen.

Die Leistung der Dreifach-Expansionsmaschine.

Betreffs der auf Seite 322 angegebenen **Normalleistung** sei bemerkt, dass auch diese um 10 bis 20 % höher angesetzt werden kann.

Die Maximalleistung

ist aus Tabelle 185, **Füllungen, Endspannungen**, Verhältnis des **Dampfverbrauches** aus der Zusammenstellung Fig. 1593—1597 ersichtlich.

Tabelle 185.

	Dampfdruck	=	10—11	11—12	12—13	13—14	14—15 Atm. abs.
Auspuff	Maximalleistung	=	1,4	1,4	1,4	1,35	1,3 N_i
Kondensation	„	=	1,5	1,5	1,5	1,45	1,4 N_i

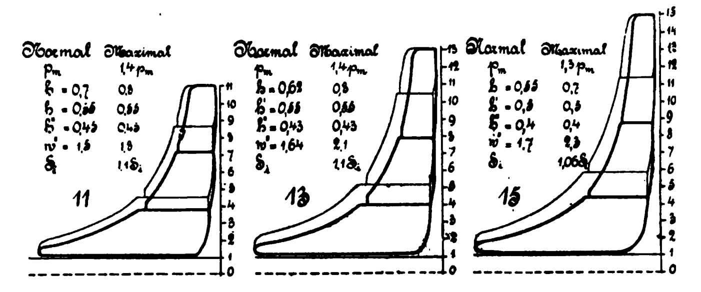


Fig. 1592—1594. Für Auspuffmaschinen.

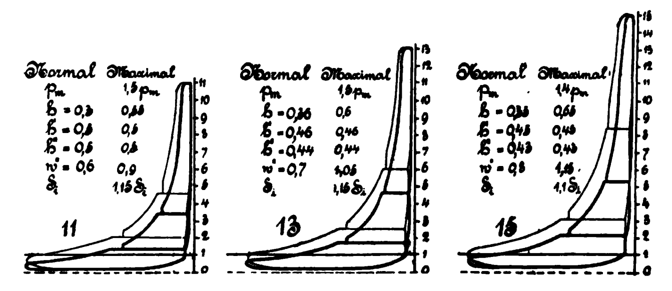


Fig. 1595—1597. Für Kondensationsmaschinen.

—— Normalleistung nach Seite 322 und 328, —— Maximalleistung.

Kolbenstange, Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen

für Horizontalmaschinen von $6^1/_2$ bis $7^1/_2$ Atm. Überdruck.

Bei horizontalen Mehrfach-Expansionsmaschinen gilt der Hub.

Tabelle 50.

Maschine					Kolbenstange	Kurbelwellenlager		Kurbelzapfen		Kreuzkopfbolzen	
H	*D*	*n*	c	N_e	*d*	*d*	*l*	*d*	*l*	*d*	*l*
200	150	200	1,33	6	28	—	—	—	—	40	50
300	200	150	1,50	10	36	—	—	—	—	45	60
400	250	120	1,60	15	43	110	180	65	80	50	70
500	300	106	1,77	25	50	130	210	70	90	60	80
600	350	95	1,90	40	55	150	240	80	105	70	90
700	400	85	1,98	55	60	175	270	95	115	80	100
800	450	77	2,05	75	65	200	300	105	130	90	110
900	500	70	2,10	90	70	225	330	120	145	100	120
1000	550	65	2,16	110	80	250	370	130	160	110	130
1100	600	60	2,20	140	95	280	420	145	180	125	145
1200	700	57	2,28	200	110	310	470	160	200	140	160
1400	800	53	2,47	280	130	350	530	190	230	160	180
1600	900	50	2,66	380	150	390	600	220	260	180	200
1800	1000	47	2,82	520	170	430	650	240	290	200	230
2000	1100	45	3,00	670	190	470	720	260	330	220	260

Für diese Zapfendimensionen passt der **Rahmen** Seite 38.
Kurbelwellenlager von Gusseisen mit Weissgussfutter.

Gesättigte Wasserdämpfe nach Fliegener.

Tabelle 159. (Abgerundet.)

Atmosphären absolut	Temperatur in Grad C	Gesamtwärme $\lambda = q + \varrho + a$ — Flüssigkeitswärme	Verdampfungswärme $r = \varrho + a$ — innere	äussere	Dampfgewicht in Kilogramm per Kubikmeter
p	t	q	ϱ	a	γ
0,1	46	46	540	35	0,07
0,2	60	60	528	36	0,13
0,3	69	69	521	36	0,19
0,4	76	76	516	37	0,25
0,5	81	81	512	38	0,30
0,6	86	86	508	39	0,37
0,7	90	90	505	39	0,42
0,8	93	93	502	40	0,47
0,9	96	97	499	40	0,52
1,0	99	100	497	40	0,58
1,1	102	102	495	40	0,64
1,2	104	105	493	41	0,69
1,3	107	107	491	41	0,75
1,4	109	109	489	41	0,80
1,5	111	111	488	41	0,85
1,6	113	113	486	41	0,91
1,7	115	115	484	41	0,96
1,8	116	117	483	42	1.01
1,9	118	119	481	42	1,07
2,0	120	120	481	42	1,12
2,2	123	123	478	42	1,22
2,4	126	126	476	42	1,33
2,6	128	129	474	42	1,43
2,8	131	132	472	43	1,53
3,0	133	134	470	43	1,63
3,2	135	136	469	43	1,74
3,4	137	138	467	43	1,84
3,6	139	140	465	43	1,94
3,8	141	142	464	43	2.04
4,0	143	144	462	44	2,1
4,2	145	146	461	44	2,2
4,4	146	148	460	44	2,3
4,6	148	149	458	44	2,4
4,8	150	151	457	44	2,54
5,0	151	153	456	44	2,64
5,2	153	154	455	44	2,74
5,4	154	155	453	44	2,84
5,6	155	157	452	44	2,94
5,8	157	158	451	45	3,03
6,0	158	160	450	45	3,13
6,2	159	161	449	45	3,23
6,4	161	162	448	45	3,33
6,6	162	164	447	45	3,43
6,8	163	165	446	45	3,52
7,0	164	166	445	45	3,62
7,25	165	167	444	45	3,74
7,50	167	169	443	45	3,86
7,75	168	170	442	45	3,98
8,00	170	172	441	45	4,10
8,25	171	173	440	45	4,22
8,50	172	174	439	46	4,34
8,75	173	175	438	46	4,46
9,00	174	177	437	46	4,58
9,25	176	178	437	46	4,70
9,50	177	179	436	46	4,82
9,75	178	180	435	46	4,94
10,00	179	181	434	46	5,06
10,25	180	182	433	46	5,18
10,50	181	183	432	46	5,30
10,75	182	185	421	46	5,41
11,00	183	186	431	46	5,53
11,25	184	187	430	46	5,65
11,50	185	188	429	46	5,77
11,75	186	189	428	46	5,89
12,00	187	190	427	46	6,01
12,25	188	191	427	46	6,12
12,50	189	192	426	47	6,24
12,75	190	193	425	47	6,36
13,00	191	193	425	47	6,47
13,50	192	195	423	47	6,71
14.00	194	197	421	47	6,94
14,50	196	199	420	47	7,17
15.00	197	200	419	47	7,40

1. Beispiel: Das Manometer eines Dampfkessels zeigt 5,2 Atm. an, welche Temperatur besitzt der Dampf?

Nach Tabelle ist für $(5{,}2 + 1) = 6{,}2$ Atm. abs. $t = 159^\circ$ C.

2. Beispiel: Wieviel wiegen 23 cbm Dampf von 7 Atm. abs.?

Nach Tabelle wiegt 1 cbm 3,619 kg, also 23 cbm wiegen $23 \times 3{,}619 = 83{,}237$ kg.

Temperatur und Gesamtwärme des Wasserdampfes

von 1 bis 0,02 Atm. abs.

Tabelle 167.

Atm. abs. . . . . . p	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,35	0,3
Temperatur ° C. . t	100	97	94	90	86	82	76	73	69
Gesamtwärme . . λ	637	636	635	634	633	631	630	629	628
Atm. abs. . . . . . p	0,25	0,2	0,15	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02
Temperatur ° C. . t	65	60	54	50	46	42	36	29	18
Gesamtwärme . . λ	627	625	623	622	621	619	618	615	612

Beispiel: Welche Temperatur entspricht einer Luftleere von 0,2 Atm. abs.? Nach Tabelle 167 ist die entsprechende Temperatur 60° C.

Beispiel: Eine Dampfmaschine von 500 indizierten *PS* gebraucht pro N_i und Stunde 8 kg Dampf; wieviel Kühlwasser ist nötig, um ein Vakuum von 0,2 Atm. bei 10° Einspritztemperatur zu erzielen?

Niederzuschlagende Dampfmenge 500 · 8 = 4000 kg.

Nach Tabelle 168 ist das vierzehnfache Wasserquantum nötig, also 14 · 4000 = 56000 kg = 56 kbm pro Stunde.

550

Dampfersparnisse

in Prozenten durch Anlage einer Kondensation

an einer vorhandenen Auspuffmaschine.

Bei Neuanlagen sind die Ersparnisse grösser, weil man die Kondensationsmaschine grösser macht.)

Füllung *)	Dampfdruck im Atm. Überdruck									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,05	68	54	46	40	33	27	25	23	22	21
0,10	60	48	40	34	28	23	20	19	18	17
0,15	53	44	36	30	25	21	18	16	15	14
0,2	46	40	32	27	23	19	17	15	13	12
0,3	40	36	29	24	21	18	16	14	12	11
0,4	38	32	26	23	20	17	15	13	11	10
0,5	36	30	24	22	18	16	14	12	10	9
0,6	35	28	23	20	17	15	13	11	9	8

*) Bei Mehrfach-Expansionsmaschinen die reduzierte (ideelle) Füllung.

Heizfläche, Rostfläche, Brennmaterial.

Unter **Heizfläche** eines Kessels versteht man die **wasserberührte Fläche**, durch welche die Wärmemitteilung stattfindet, sie wird die direkte Heizfläche genannt, wenn sie unmittelbar der strahlenden Wärme ausgesetzt ist und indirekte, wenn die Wärmeübertragung bloss durch Leitung stattfindet. Die Grösse der Heizfläche hat weniger Einfluss auf die Dampfproduktion als auf die Ökonomie des Betriebes.

Heizfläche, Rostfläche, Dampfproduktion der Dampfkessel.

Tabelle 209.

Art der Verbrennung	Brennmaterial	Kilogramm pro Stunde: pro Quadratmeter Heizfläche: Kohlenkonsum $\frac{B}{H}$	Kilogramm pro Stunde: pro Quadratmeter Heizfläche: Produzierter Dampf *) $\frac{D}{H}$	Kilogramm pro Stunde: Kohlenkonsum pro qm Rostfläche $\frac{B}{R}$	Verhältnis: Heizfläche / Rostfläche $\frac{H}{R}$	Verhältnis: Rostfläche, Schornsteinfläche R / $d^2\frac{\pi}{4}$	Dampfproduktion pro 1 kg Kohle *)
sehr langsam (Brennstoff teuer)	Steinkohle	1,4	12	60	40		8,5
	Braunkohle	*4*	*12*	*100*	*33*		*3*
langsam (für Neuanlagen)	Steinkohle	1,7	14	70	35		8
	Braunkohle	*4*	*14*	*150*	*25*		*3*
normal billiger Brennstoff)	Steinkohle	2,4	17	90	30		7
	Braunkohle	*6*	*17*	*200*	*20*		*2,6*
gesteigert (Lokomobile etc.)	Steinkohle	4,2	25	120	24		6
	Braunkohle	*11*	*25*	*300*	*18*		*2,2*

Beispiel: Wieviel Dampf kann ein Kessel von 300 qm Heizfläche bei grösstmöglichster Ökonomie (also sehr langsamer Verbrennung) erzeugen? Nach Tabelle konsumiert der Kessel pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde 1,4 kg Kohlen und erzeugt 8,5 kg Dampf, im ganzen also:
300 · 1,4 = 420 kg Kohlen und 300 · 12 = 3600 kg Dampf pro Stunde.

Grösse der Heizfläche in Quadratmeter pro indizierte Pferdekraft**)

unter Berücksichtigung verschiedener Maschinengattungen und der Höhe der Dampfspannungen für stationäre Maschinen.

o. C. = ohne Kondensation, m. C. = mit Kondensation.

Tabelle 210.

Dampfüberdruck . .	$p=$	3—4	5—6	7—8	10	12	14
Eincylindermaschine	o. C	2—1,5	1,7 −1,3	1,5—1,1	—	—	—
$N_i = 10 - 500$	m. C.	1,5—1	1.4—1.0	1,3—0,9	—	—	—
Kompoundmaschine	o. C.	1,2—1,0	1,0—0,9	1.0—0,8	—	—	—
$N_i = 50 - 1000$	m. C.	1—0,8	0,8—0,7	0,9—0,7	0,7	—	—
Dreifach-Expansionsm.	o. C.	—	—	—	0.8	0.75	0,7
$N_i = 100 - 2000$	m. C.	—	—	—	0,7	0,65	0,6
Für kleinere Maschinen sind die grösseren Werte zu nehmen.							

*) Mit gutem Vorwärmer 10% mehr.
**) Für effektive Pferdestärken sind die Werte in der Tabelle mit 4/3 zu multiplizieren.

Raumbedarf der Dampfkessel inkl. Bedienungsraum.

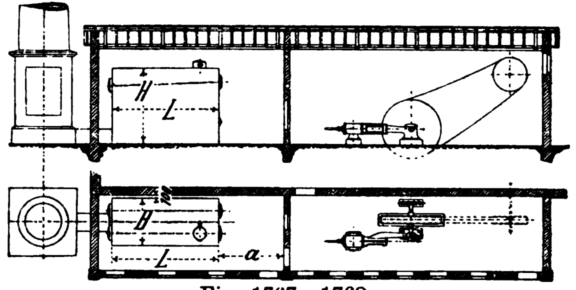


Fig. 1767—1768.

Tabelle 212. Walzenkessel, Flammrohrkessel.

Heizfläche	a	b	c	Walzenkessel mit 1 Unterkessel L	B	H	Flammrohrkessel L	B	H
6	2,6	0,8	0,4	—	—	—	2,5	1,9	1,8
8	2,7	0,8	0,4	—	—	—	3,3	2,0	1,9
10	2,8	0,9	0,4	—	—	—	3,8	2 0	1,9
15	2,9	0,9	0,4	7,2	2,0	2,4	4,4	2,1	1,9
20	3,0	0,9	0,4	8,0	2,1	2.5	5.7	2,2	1,9
25	3,1	1,0	0,5	9,3	2,1	2,6	6,5	2,3	2,0
30	3,2	1,0	0,5	9,8	2,2	2,7	7,0	2,4	2,0
35	3,3	1,1	0,6	10,3	2,2	2,7	7,5	2,5	2,1
40	3,4	1,2	0,6	10,9	2,3	2,8	7,8	2,6	2,1
50	3,6	1,4	0,7	—	—	—	3,1	2,7	2,2
60	3,7	1,5	0,7	—	—	—	8,6	2,8	2,3
80	3,9	1,7	0,9	—	—	—	10,1	3,0	2,4

Tabelle 213. Weinlig-Kessel, Wasserröhrenkessel.

Heizfläche	a	b	c	Weinlig-Kessel L	B	H	Wasserröhrenkessel L	B	H
30	3,2	1,0	0,5	—	—	—	5,0	2,1	4,0
35	3,3	1,1	0,6	—	—	—	5,2	2,2	4,1
40	3,4	1,2	0,6	—	—	—	5,4	2,3	4,2
45	3,5	1,3	0,7	—	—	—	5,6	2,4	4,3
50	3,6	1,4	0,7	—	—	—	5,8	2,5	4,4
60	3,7	1,5	0,7	—	—	—	6,0	2,6	4,5
70	3,8	1,6	0,8	—	—	—	6,1	2,7	4,6
80	3.9	1,7	0.9	—	—	—	6,2	2,8	4,7
90	4,0	1,8	1,0	6.0	3,3	4,1	6,3	2,9	4,8
100	4,1	1,9	1,1	6,5	3,4	4,2	6,4	3,0	4,9
125	4,2	2,0	1,2	6,8	3,7	4,4	6,5	3,2	5,0
150	4,3	2,1	1,3	7,2	4,0	4,7	6,6	3,5	5,2
175	4,4	2,2	1,4	7,5	4,3	5,0	6,7	3,7	5,4
200	4,5	2,3	1,5	7,7	4,7	5,3	6,8	3,9	5,6

Kostenüberschlag in Mark von Kessel- und Maschinenanlagen für 10 bis 150 Pferdekraft (Auspuffmaschinen 6 Atm. Überdruck, ohne Kondensation).

Tabelle 267.

Pferdestärken effekt.	10	15	25	40	60	80	100	150
Dampfmaschine	2000	3100	4000	5500	7500	10000	13000	16000
Fundament der Maschine	90	150	250	400	500	700	900	1400
Montage der Maschine	50	75	100	130	160	200	250	400
Dampfkessel	2000	3000	4500	6000	7500	10000	13000	16000
Fundament des Kessels	50	80	120	160	200	250	300	450
Einmauerung des Kessels	250	400	600	800	1000	1200	1500	2000
Dampfleitung	150	300	500	700	1000	1300	1550	1900
Wasserabscheidung	60	90	120	150	180	210	250	320
Umhüllung der Leitung	15	30	45	60	80	100	130	180
Speiseleitung	40	80	120	160	200	250	300	400
Pumpe, Injektoren	300	400	500	650	800	900	1000	1200
Vorwärmer	200	300	400	500	600	750	950	1200
Kessel- und Maschinenhaus	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
Schornstein	800	1000	1350	1800	2500	3500	5000	7000
Diverse kleinere Arbeiten	115	125	145	190	180	240	270	350
Summa in Mark	8120	12400	16750	22200	28400	36600	46400	57800
Kohlenverbr. in 10 Stund. Ctr.	5,5	8	12	20	25	32	40	50

Kondensation erhöht den Gesamtanlagepreis um 10 Prozent und vermindert den Kohlenverbrauch um 20 Prozent
Komp.-Syst. m. Kondens. erhöht d. „ „ 15 „ „ „ „ „ „ 30 „

Die Kosten des Dampfmaschinenbetriebes.

Zu häufig kommt man in die Lage, überschläglich die Rentabilität irgend eines Unternehmens festzustellen, oder man hat die Kosten der Kraftleistung, welche ein Fabrikant einem andern überlässt, zu begutachten. Hierüber giebt nachstehende vom „Magdeburger Verein für Dampfkesselbetrieb“ aufgestellte Tabelle Anhaltspunkte. — Für die Kosten des Dampfes sind als Mittelwert 25 Pf. pro 100 kg zu Grunde gelegt.

Tabelle 268.

Maschine Art	Preis Mark	Für 1 Pferdekraft und Stunde: Zinsen, Abschreib. Reparat. Pf.	Dampf kg	Dampf Pf.	Wartung, Schmierung Pf.	**Gesamtkosten** des Betriebes Pf.
Eincylindrige **Auspuff**maschine						
bis 5 PS	1500	0,5	28	7,0	0,7	**8,2**
5 „ 10 „	2700	0,5	26	6,5	0,7	**7,6**
10 „ 20 „	4200	0,4	24	6,0	0,6	**6,9**
20 „ 40 „	6000	0,3	22	5,5	0,6	**6,3**
40 „ 70 „	8500	0,2	20	5,0	0.5	**5,7**
70 „ 110 „	12000	0,2	18	4,5	0,5	**5,1**
110 „ 150 „	15000	0,2	16	4,0	0,4	**4,6**
Eincylindrige **Kondensations**maschine						
bis 30 PS	5200	0,3	15	3,8	0,37	**4,4**
30 „ 60 „	10000	0,3	14	3.5	0.33	**4,1**
60 „ 100 „	14000	0,2	13	3,2	0,32	**3,8**
100 „ 150 „	18000	0,2	12	3,0	0,3	**3,5**
150 „ 200 „	23000	0,2	11	2,8	0,27	**3,2**
Verbundmaschine mit Kondensation						
bis 50 PS	12000	0,4	10	2,5	0,25	**3,2**
50 „ 100 „	18000	0,3	$9^1/_2$	2,4	0,23	**2,9**
100 „ 200 „	27000	0,2	9	2,3	0,22	**2,7**
200 „ 300 „	36000	0,2	$8^1/_2$	2,1	0,21	**2,5**
300 „ 400 „	44000	0,2	8	2,0	0,20	**2,4**
400 „ 500 „	50000	0,2	$7^1/_2$	1,9	0,18	**2,2**

Beispiel für die Anwendung vorstehender Tabelle: Welche Betriebskosten erwachsen durch Anlage einer neuen Kompoundmaschine von 200 Pferdestärken? — Nach Tabelle, letzte Rubrik, betragen die Betriebskosten pro Pferdekraft und Stunde 2,5 Pf., also im ganzen pro Stunde 200 · 2,7 = 540 Pf. Die Betriebskosten einer Eincylinder-Kondensationsmaschine von derselben Stärke würden sich auf 200 · 3,2 = 640 Pf. pro Stunde stellen.

Angabe über Preise der Dampfmaschinen s. auch S. 385, 402, 412.

Kondenswasser pro Quadratmeter Rohr Innenfläche in Kilogr. pro Stunde.
Tabelle 229.

Material der Umhüllung	Dicke der Lage	Preis pro qm	Dampfdruck in Atm.					
			2–3	4–5	6–7	8–9	10–12	13–15
Nacktes Rohr . .	—	—	3	4	4,5	5	5,5	6
Stroh	15	3	1,0	1,3	1,6	2,0	2,2	2,6
Kieselguhr . . .	20	6	0,7	0,9	1,1	1,2	1,3	1,4
Kork	40	9	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
Seide	20	10	0,4	0.5	0,6	0,7	0,8	1.0

Für nicht umhüllte Flanschen 20 % mehr.

Beispiel. Länge der Leitung 200 m, Durchmesser 150 mm, $p = 6$ Atm, Flanschen nicht umhüllt, ergiebt für Kieselguhr 20 mm dick:

$$\underbrace{200 \cdot 0{,}15 \cdot \pi \cdot 1{,}1}_{\text{Rohr}} + \underbrace{0{,}2 \cdot 200 \cdot 0{,}15\,\pi \cdot 1{,}1}_{\text{Flanschen}} = \sim 125 \text{ kg}$$

Kondenswasser pro Stunde.

477 **Längenausdehnung der Dampfleitungen**
in Millimeter pro lfd. Meter Rohrstrang. Tabelle 226.

Material der Rohrleitung . . .	Dampfdruck im Rohr 4	6	8	10	15
Guss- oder Schmiedeeisen . . mm	1,6	1.8	1,9	2	2,2
Kupfer . . . . „	2,7	2,8	3	3,1	3,4

Kostenvoranschlag für Frischdampfleitung.

für 7 Atm. Druck pro lauf. Meter incl. Flansch (ohne Krümmung.)
Tabelle 225. Mark

Rohrdrchm. d	40	60	80	100	125	150	200	250	300
Gusseisen . .	3	4	5	7	11	15	25	35	45
Schmiedeeisen	4	6	8	12	17	23	35	50	60
Kupfer . . .	7	12	17	23	35	45	70	95	120

Preisüberschlag einer guten Umhüllung der Dampfrohre.

Tabelle 205. Mk. pr. lfd. Meter.

Rohrdrchm. . . . mm	40	60	80	100	125	150	200
Preis pro lfd. m . Mk.	2,00	2,30	2,60	2,90	3,10	3,50	4,00
Rohrdrchm. . . . mm	250	300	350	400	450	500	600
Preis pro lfd. m . Mk.	4,50	5,00	6,00	7,00	8.00	9,00	10,00

Riemenbetrieb (Neuanlagen).

Übertragbare Pferdestärken per 10 cm Riemenbreite.

Durchmesser der kleineren Scheibe mm	Riemengeschwindigkeit bei n = 100 m	Umdrehungen pro Minute												
		60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
200	1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
300	1,6	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,3	2,5	2,7
400	2,1	0,8	1,1	1,3	1,5	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9	3	3,2	3,4	3,6
500	2,6	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5	3	3,2	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8
600	3,1	1,5	1,9	2,2	2,6	3,1	3,5	4	4,4	4,7	5	5,3	5,8	6,2
700	3,7	2	2,3	2,8	3,3	3,8	4,5	4,8	5,2	5,7	6,2	6,5	6,9	7,5
800	4,2	2,4	2,8	3,3	3,9	4,3	5	5,5	6,2	6,8	7,2	7,8	8,2	9
900	4,7	2,7	3,3	3,7	4,3	4,9	5,6	6,4	7	7,7	8,3	8,8	9,6	10
1000	5,2	3	3,5	4,2	4,8	5,7	6,5	7,3	8,1	9	9,6	10	11	12
1200	6,3	4	4,6	5,5	6,6	7,8	9	9,8	10	11	12	13	14	15
1400	7,3	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1600	8,4	7,8	8,5	9,5	11	13	15	16	17	18	19	20	21	22
1800	9,4	9	10	11	12	15	17	18	20	22	23	24	25	26
2000	10	10	11	12	14	17	19	21	23	25	27	28	29	30
2250	12	11	12	13	15	19	22	24	26	28	31	32	33	35
2500	13	12	13	15	17	22	25	27	30	32	35	36	38	–
2750	14	13	14	16	18	24	27	30	33	36	38	40	–	–
3000	16	14	16	18	20	27	31	34	37	40	40	–	–	–

Scheibendurchmesser, **Riemengeschwindigkeit**, **Umdrehungen**, **Übertragbare Kraft** } für Neuanlagen die in Tabelle den vertikalen dicken Strichen entsprechenden Werte nehmen.

Scheibenverhältnis nicht kleiner als 1 : 5.

Scheibenentfernung $\geqq 1{,}2\,(D + d)$.

Lage der Achsen horizontal oder bis 50° geneigt, steilere Achsenlage bedingt breitere Riemen.

Drehrichtung, das untere Trum soll möglichst das ziehende sein.

Durchsenkung auf der schlaffen Strecke

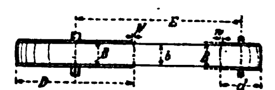
	70	125	200 mm
bei Riemenbreite	100	200	500 mm

Kraftverlust 2 bis 4% der Gesamtübertragung.

Scheibenbreite $B = \frac{b}{\,} + 10$ mm.

Wölbung, grössere Scheibe $W = 0{,}025\,B$

kleinere Scheibe $w = \frac{d}{D} \cdot W + 2{,}5$ mm.



Scheibenbreite und -Wölbung.

Haltbarkeit der Riemen etwa 15 Jahre.

Beispiel. Auf eine neue Welle B sollen von der vorhandenen Transmission A 12 PS übertragen werden. A macht 100 Umdrehungen, B soll 140 machen. Die kleinere Scheibe kommt auf B und ergiebt Tabelle einen Scheibendurchmesser von 1200 mm bei 100 mm Riemenbreite.

A $n = 100$ — B $n = 140$, 20 PS

Wählen wir den **Riemen 200 mm** breit (pro 100 mm Breite also 6 PS), so giebt die Tabelle 800 mm Durchmesser. Die Gegenscheibe auf Transmission A müsste $\frac{800 \cdot 140}{100} = 1120$ mm erhalten.

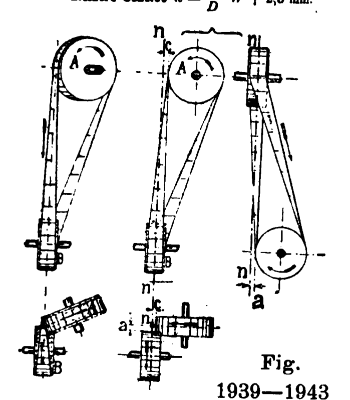


Fig. 1939—1943

Halbgeschränkte Riemen.

Der Riemen darf nur **an der Ablaufstelle** abgelenkt werden, d. h. **die Spuren der Ablaufstellen müssen in einer geraden liegen, die senkrecht auf dem Wellenmittel steht.**

Scheibenverschiebung:

bei der **treibenden** Scheibe $c = 0{,}2$ der Riemenbreite,

bei der **getriebenen** Scheibe $a = 0{,}5$ der Riemenbreite.

Bei kleineren Schränkungen wie z. B. Fig. 1938 wird entsprechend weniger genommen.

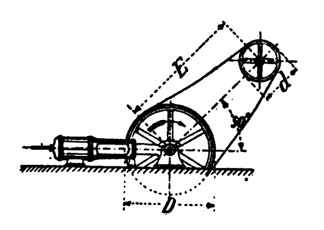
Hanfseilbetrieb.

Übertragbare Pferdestärken für ein Seil.

Seildurchmesser mm	Durchmesser der kleineren Scheibe mm	Seilgeschwindigkeit bei n = 100 m	Umdrehungen pro Minute.												
			60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
25	**1200**	6,6	1,4	1,6	2	2,3	2,7	3	3,2	3,5	3,7	4	4,2	4,6	5
„	900	5,2	1	1,2	1,4	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5
„	650	4	0,5	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
30	**1400**	7,8	2,5	3	3,8	4,4	5	5,7	6,3	6,8	7,3	7,7	8,1	8,9	9,4
„	1100	6,8	1,5	2	2,4	2,8	3,2	3,6	3,9	4,2	4,5	4,9	5,2	5,6	5,9
„	800	4,7	0,8	1	1,3	1,6	1,8	2	2,3	2,4	2,7	2,8	3	3,3	3,4
35	**1700**	9,2	4	4,9	6	7	8,1	9,1	10	11	11	12	13	13	14
„	1400	7,3	2,5	3,2	3,8	4,5	5,3	5,8	6,4	7	7,5	8	8,5	9,2	10
„	1000	5,5	1,3	1,7	2	2,4	2,9	3,2	3,4	3,8	4	4,3	4,7	5	5,4
40	**2000**	10	6	7	8,7	10	12	13	15	16	17	18	19	20	21
„	1600	8,4	3,6	4,5	5,5	6,4	7,6	8,4	9	10	11	11	12	13	14
„	1100	6,3	1,8	2	2,6	3,2	3,8	4	4,4	4,8	5	5,6	6	6,4	6,8
45	**2250**	12	9	12	14	16	18	20	22	24	25	27	29	31	–
„	1800	9,4	5	7	8	10	11	12	13	14	15	16	18	19	20
„	1350	7	2,5	3,5	4,5	5,5	6,4	6,5	7,5	8,3	9	9,5	10	11	12
50	**2500**	13	12	15	18	21	24	27	29	32	34	36	38	–	–
„	2000	10	8	10	12	14	16	18	19	21	23	24	25	28	–
„	1500	7,8	5	6,0	7	8,6	10	11	12	13	14	15	16	17	18
55	**2750**	14	16	20	24	28	32	35	39	42	45	48	–	–	–
„	2200	12	12	15	18	22	25	28	30	33	35	37	39	–	–
„	1750	9,2	7	8	9	11	13	14	15	17	18	19	20	21	–

Scheibendurchmesser
Seilgeschwindigkeit
Umdrehungen
Übertragbare Kraft
Seildurchmesser

für **Neuanlagen** die in Tabelle den vertikalen dicken Strichen entsprechenden Werte nehmen. Für Seile über 30 mm Durchm. wähle man wenn möglich die obere grössere Scheibe.



Lage der Achsen horizontal oder bis 50° geneigt.

Drehrichtung, das untere Trum soll möglichst das ziehende sein

Achsenentfernung E nicht kleiner als $1,2\ (D + d)$.

Material Baumwolle zu wählen für kleine Durchmesser und unregelmässige Kraftübertragung (Stösse).

Spleissen von geübten Arbeitern besorgen lassen. Eine Spleissung dauert etwa drei Stunden Zugabe für Spleissen 4 m (für jedes Ende 2 m).

Einfetten der Seile mit geeigneter Seilschmiere hat nach drei Wochen, dann alle drei Monate zu erfolgen.

Haltbarkeit der Seile hängt wesentlich vom richtigen Aufbringen und Spleissen derselben ab, ebenso vom Scheibendurchmesser. Bei guten Verhältnissen kann man acht Jahre Haltbarkeit annehmen.

Kraftverlust 3 bis 20% der Gesamtübertragung. Je grösser die Scheibe im Verhältnis zum Seildurchmesser desto geringerer Verlust Daher **grosse Scheibendurchmesser!**

Beispiel. Von einer neuen, 150 pferdigen Dampfmaschine M soll eine Transmission T mit 130 Umdrehungen angetrieben werden. Die Dampfmaschine macht 70 Umdrehungen Die kleinere Scheibe kommt auf T und giebt Tabelle für ein Seil von 50 mm Durchmesser 32 PS bei 2500 mm Durchmesser; es wären

M $n = 70$ T $n = 130$. 150 PS

also $\frac{150}{32} \sim 5$ Seile nötig. Die Seilscheibe auf der Maschine erhält $\frac{2500 \cdot 130}{70} = 4640$ mm Durchmesser. Wählt man statt der 50 mm-Seile solche von 40 mm Durchmesser, so ergiebt die Tabelle kleineren Scheibendurchmesser. (Die Anzahl der Seile wird natürlich grösser.)

Überträgt man mit den Seilen grössere Kräfte als hier angegeben, so ist die Lebensdauer der Seile eine kürzere. 25 % Mehrbelastung mag gestattet sein.

Drahtseilbetrieb.

Übertragbare Pferdestärken für ein Seil.

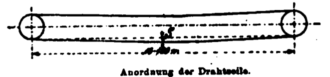
Seildurchmesser mm	Durchmesser der kleineren Scheibe mm	Seilgeschwindigkeit bei n = 100 m	Umdrehungen pro Minute												
			60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
10	**2000**	10	4,5	**6**	7	8,3	**9,6**	**10**	**11**	**12**	13	14	15	**16**	17
"	1500	7,8	2,9	8,7	4,5	5,2	6,2	6,7	7,8	8	8,6	9	9,5	10,4	11
"	900	5,2	1,3	1,7	2,0	2,3	2,8	3	3,4	3,7	4	4,2	4.4	4,7	5
12	**2400**	12	8,6	10	13	15	**17**	**18**	**20**	**22**	24	25	26	28	–
"	1800	9,4	4,8	6,2	7,6	8,8	10	11	12	13	14	15	16	17	18
"	1100	6,3	2,4	3	3,8	4,2	4,8	5,4	6	6,6	6	7	7,8	8,4	9
14	**2800**	15	14	17	21	24	**28**	**30**	**34**	**36**	38	40	42	—	–
"	2100	11	8	10	12	15	17	19	21	22	24	26	27	29	–
"	1800	7,3	4	5	6	7	8	8,8	9,7	10	11	11	12	13	13
16	**3200**	17	20	25	29	34	**40**	**44**	**48**	**53**	57	59	—	—	–
"	2400	12	13	16	19	22	25	28	31	33	37	40	42	—	–
"	1600	8,4	6	7,5	9	10	11	13	14	16	17	18	19	21	22
18	**3600**	19	26	32	38	44	**52**	**57**	**64**	69	73	77	—	—	–
"	2700	14	16	20	24	28	33	36	40	43	46	50	53	—	–
"	1700	9,4	7,5	10	12	14	16	18	20	23	24	25	26	28	–
21	**4200**	22	40	50	60	70	**82**	**90**	98	106	—	—	—	—	–
"	3100	17	23	30	36	43	50	55	61	66	71	—	—	—	–
"	2000	11	11	14	17	20	25	25	28	31	33	35	37	—	–

Anwendung für unregelmässige Kraftübertragung (Stösse) nicht geeignet.

Scheibendurchmesser
Seilgeschwindigkeit
Umdrehung der Achse
Übertragbare Kraft
Seildurchmesser
} für Neuanlagen die in Tabelle den vertikalen dicken Strichen entsprechenden Werte nehmen. Für Seile über 16 mm Durchmesser nehme man, wenn möglich, die obere grössere Scheibe.

Achsenentfernung, kleinste zulässige 20 m, sonst künstliche Seilspannung nötig. Über 100 m Achsenentfernung sind Tragrollen anzuordnen.

Achsenlage nur horizontal.



Anordnung der Drahtseile.

Drehrichtung, das untere Trum soll das ziehende sein.

Durchsenkung

des treibenden Trums	$S = 0{,}2$	0,8	1,5 m
des getriebenen Trums	$S = 0{,}4$	1,6	3 m
bei Achsenentfernung	$E = 10$	50	100 m

Spleissen. Zum Spleissen sind 3 m (für jedes Ende 1,5 m) zuzugeben.

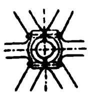
Material für verhältnismässig grosse Scheiben und schwache Beanspruchung der Seile Holzkohleneisen

Material für kleine Scheibendurchmesser Stahldrahtseile aus besonders dünnen Drähten hergestellt.

Haltbarkeit der Seile etwa drei Jahre, dann Reparatur nötig.

Seilscheiben müssen gut ausbalanciert sein und durch Mitnehmerkeil befestigt.

Scheibenkranz mit Hirnledereinlage.


Nabe für Mitnehmerkeil.

Montage der Scheiben und Achsen muss äusserst genau sein.

Schutzvorrichtungen unter dem Seil kosten etwa 3 Mk pro Meter.

Einschmieren der Seile alle vier Monate (gekochtes Leinöl oder Seilfirniss pro kg 1,20 Mk.).

Beispiel. Von vorhandener Welle R sollen 25 PS nach Welle T mittels Drahtseil übertragen werden. Nach Tabelle wäre für 140 Umdrehungen zu wählen ein Drahtseil von 14 mm bei 2000 mm Scheibendurchmesser oder 12 mm Seildurchmesser bei 2400 mm Scheibendurchmesser.

R: $n = 140$ — T: $n = 90$, 25 PS

Überträgt man mit den Seilen grössere Kräfte als hier angegeben, so werden die Seile in kürzerer Betriebszeit unbrauchbar. 25 % Mehrbelastung mag gestattet sein.

Preise der Transmissionen.

Die nachstehenden Angaben sollen nur für Kostenüberschläge einen Anhalt bieten und sind grossen Schwankungen unterworfen.

Wellenleitung.

Durchmesser der Welle	mm	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180
Preis pro Meter Welle	Mk.	7	9	12	16	20	25	35	50	70	95
„ „ Stehlager	„	13	17	21	25	32	40	60	80	105	160
„ „ Hängelager	„	20	25	32	40	50	70	120			
„ „ Konsollager	„	21	25	30	36	43	53	70	90	120	145
„ „ Scheibenkupplung	„	25	32	40	50	60	70	95	120	150	180
„ „ Stellring	„	3	5	6,5	8	9	11	14	20	27	35

Riemenscheiben (ungeteilt).

Durchmesser der Riemenscheiben	mm	200	400	600	800	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000
Preis pro Centimeter Kranzbreite	Mk.	0,70	1,40	2	2,70	3,50	4,50	6	7	8,50	12	15

Beispiel: Wieviel kostet eine Riemenscheibe von 1000 mm Durchmesser und 350 mm Kranzbreite?

Nach Tabelle beträgt der Preis bei 1000 mm Durchmesser und 1 cm Breite 3,50 Mk., also für 35 cm Breite $3,5 \cdot 35 = 122$ Mk.

Einfache Kernledertreibriemen.

Riemenbreite	mm	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
Preis pro laufendem Meter	Mk.	2	4	7	8	13	15	17	21	30	38	44	50	55

Doppelriemen kosten doppelte Preise.

Preise von Hanfseilscheiben für ein Seil (ungeteilt).

Seilscheibendurchmesser	mm	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2250	2500	2750	3000
Seildurchmesser 30 mm	Mk.	31	36	41	47	52	62	73	83	93	104				
„ 40 „	„					70	85	99	114	128	142	160	178	197	215
„ 50 „	„						110	131	151	171	191	216	241	267	293

Die Preise in der Tabelle gelten für eine Seilrille und sind zu multiplizieren

für	2	3	4	5	6	7	8	9	10 Seilrillen
mit	1,6	2	2,6	3,2	3,7	4,4	5	5,5	6

Beispiel: Wie hoch stellt sich der Preis einer Seilscheibe von 1600 Durchmesser und 40 Seildurchmesser bei 6 Rillen?

Nach Tabelle beträgt der Preis einer solchen Scheibe 1rillig 114 Mk., 6rillig $3,7 \cdot 114 = 421$ Mk.

Hanfseile.

Seildurchmesser		mm	30	35	40	45	50
Manilahanf	pro laufendem Meter	Mk.	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8
Bad. Schleisshanf	„ „ „	„	1	1,4	1,6	2	2,3
Baumwolle	„ „ „	„	1,4	2,1	3,0	3,7	4,3

Preise von einrilligen Drahtseilscheiben mit Hirnlederfütterung (ungeteilt).

Durchm. der Drahtseilscheiben	mm	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500
Seildurchmesser 10–13	„	37	46	66	87	105	125	150	170	195	230	270	310	345		
„ 14–16	„						160	185	210	240	280	315	355	390	430	460
„ 17–20	„								220	270	320	370	420	470	520	570

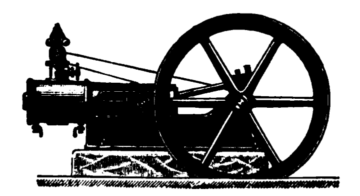
Beispiel: Eine Drahtseilscheibe von 2500 mm Durchmesser für ein 14er Seil würde demnach kosten 315 Mk.

Preise der Drahtseile.

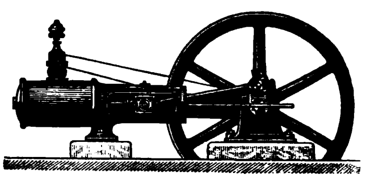
Seildurchmesser		mm	10	11	12	13	14	15	16	18	20
Holzkohleneisendraht	pro lfd. Meter	Mk.	0,26	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,56	0,63	0,70
Gussstahldraht	„ „ „	„	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,70	0,78	0,85	1

Verzinkter Gussstahldraht kostet das 1,2fache.

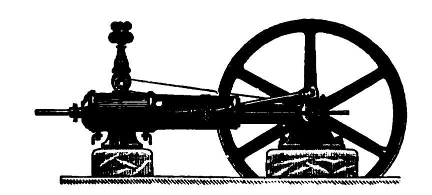
Beispiel: Was kostet ein Gusstahldrahtseil von 13 mm Durchmesser und 83 m Länge? Nach Tabelle $83 \cdot 0,55 = 45$ Mk.



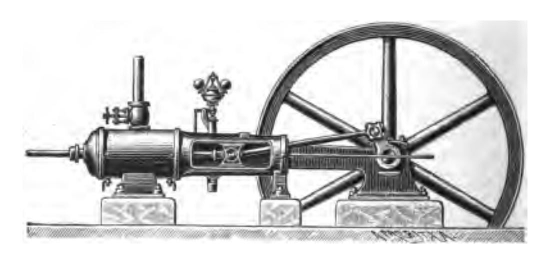
bis 300 Hub



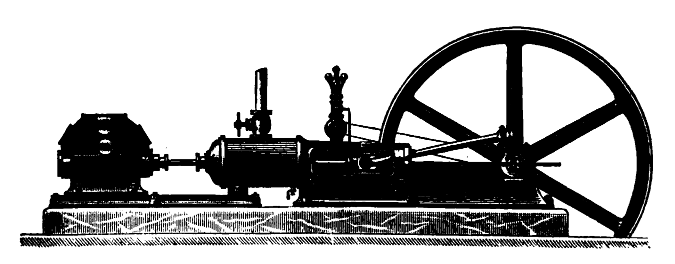
350 bis 450 Hub



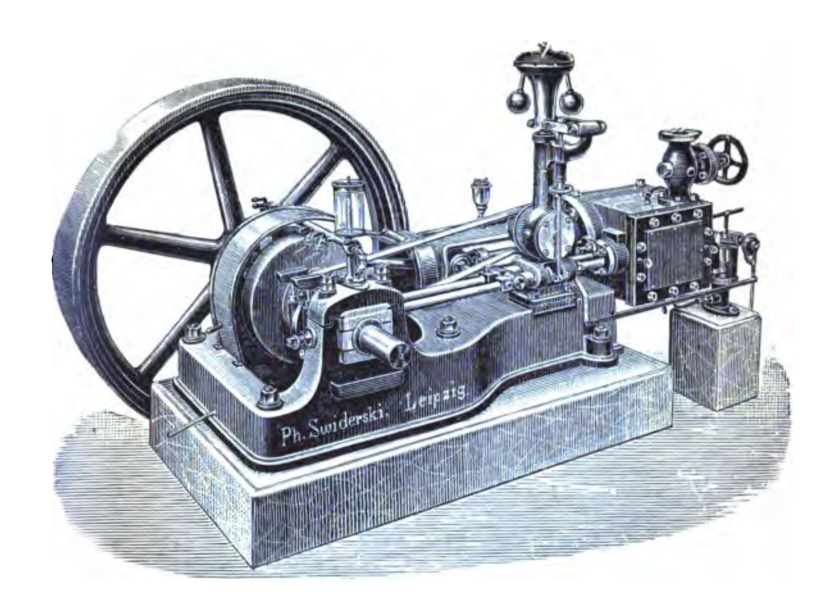
500 bis 600 Hub

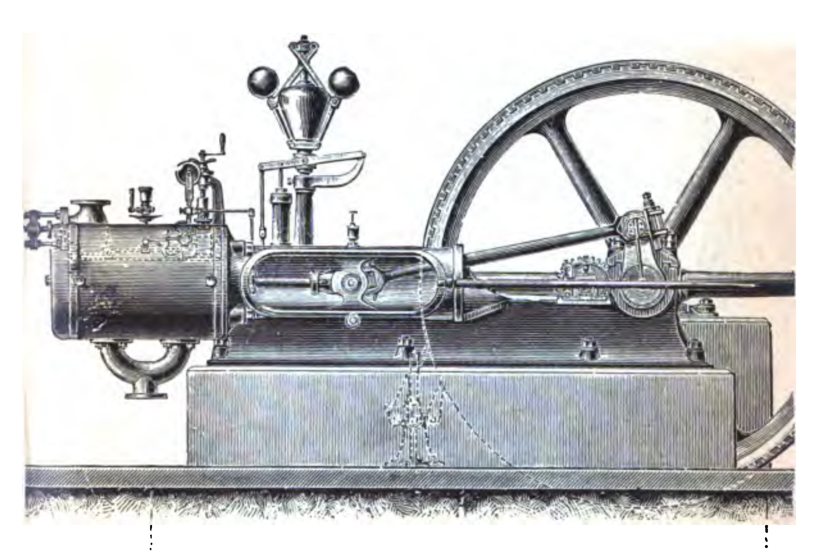


700 bis 1200 Hub

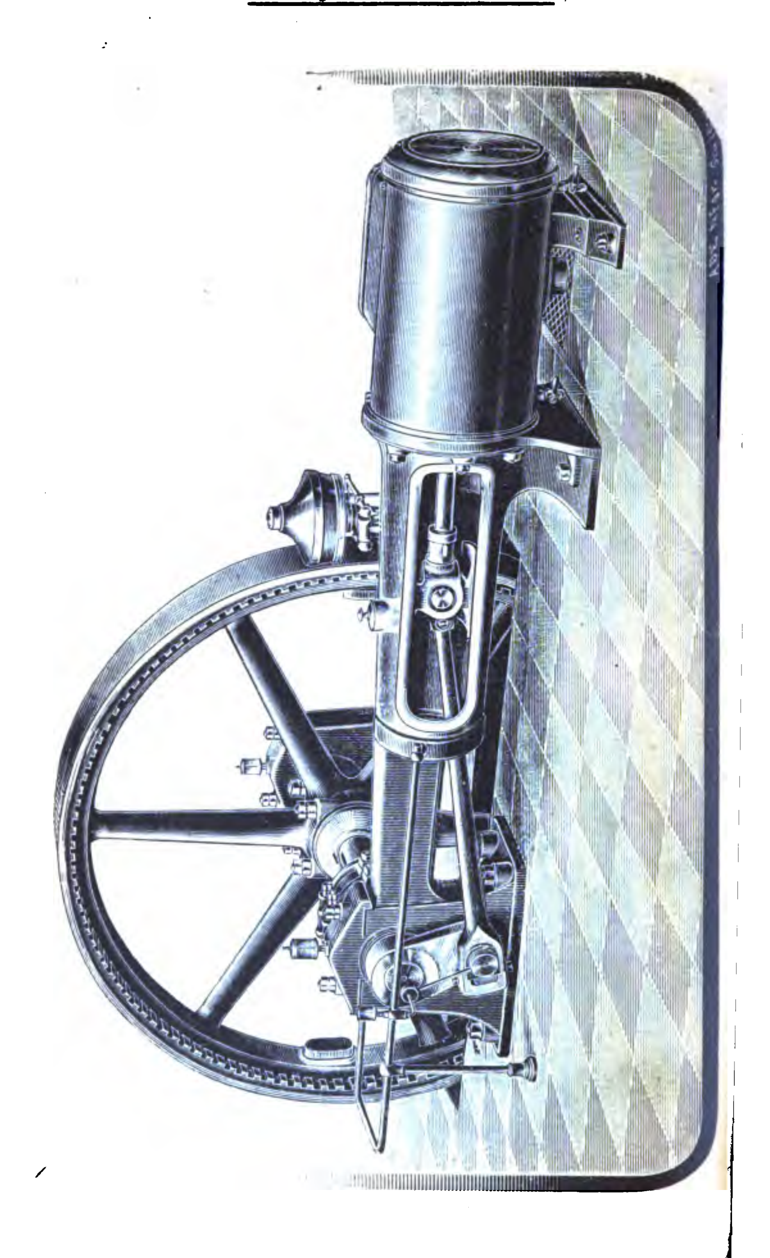


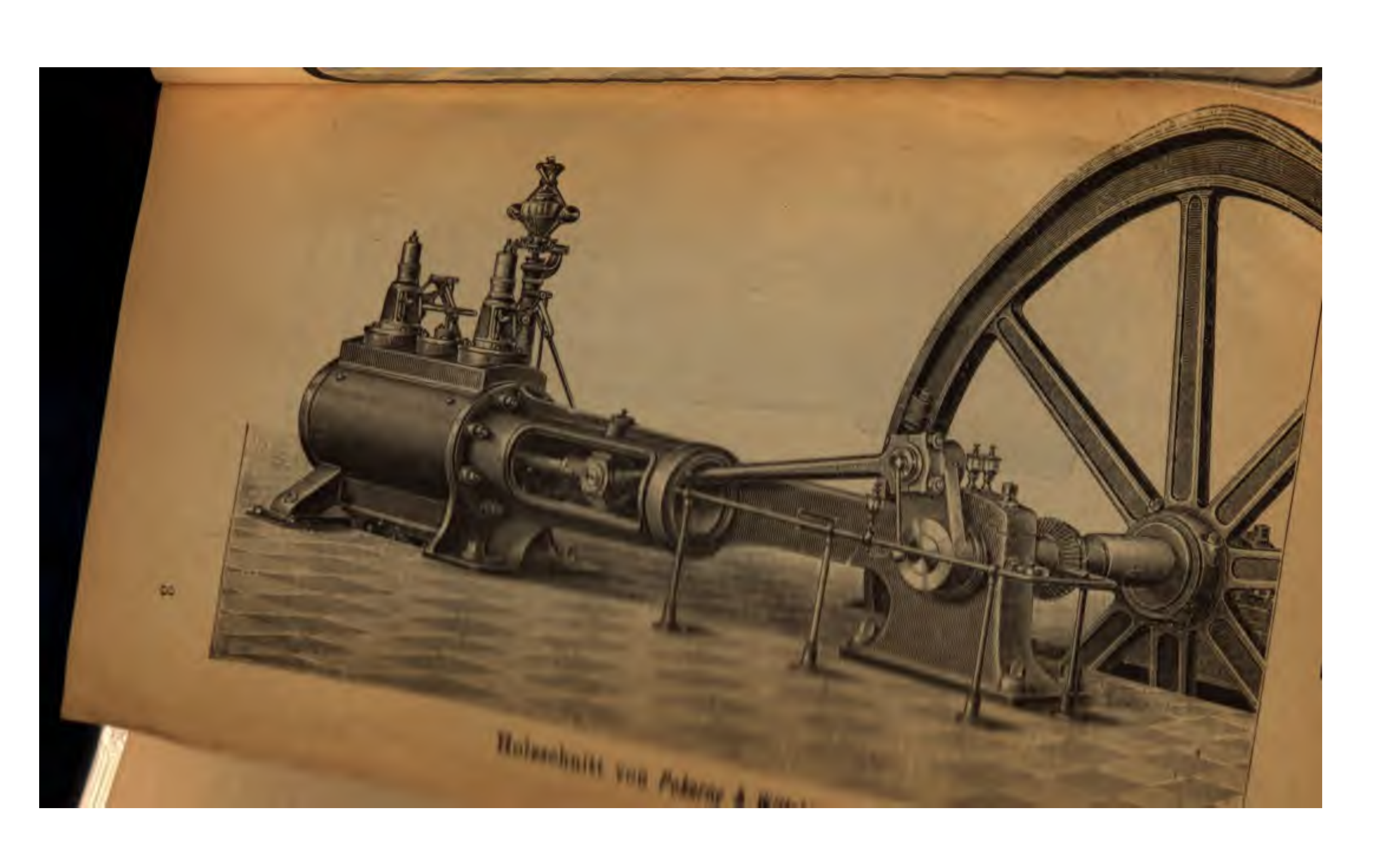
700 bis 1500 Hub





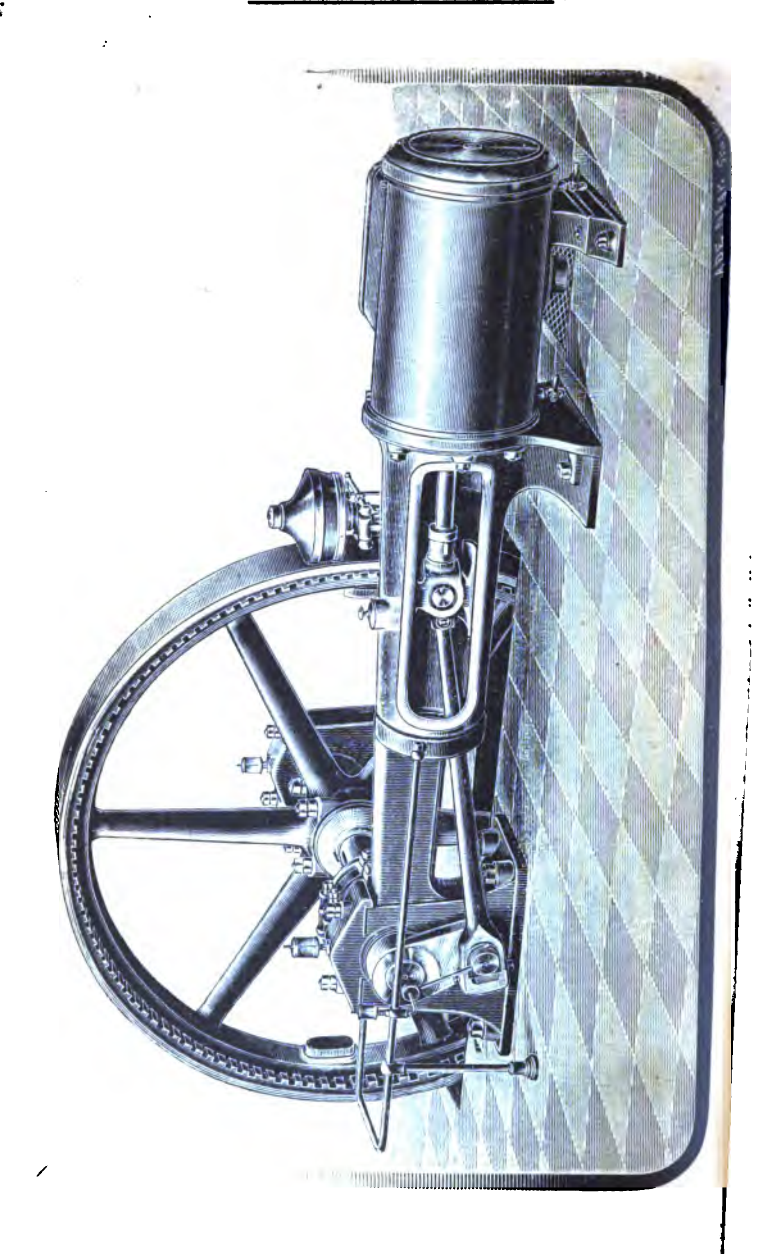
Holzschnitt von *G. Kuhn, Stuttgart-Berg.*





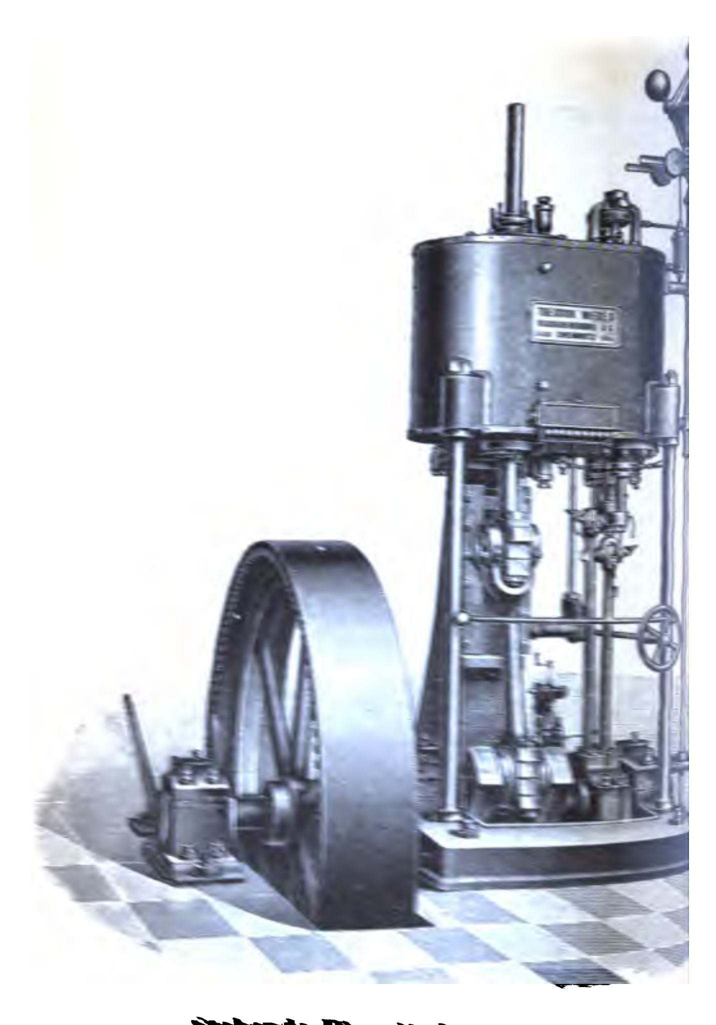
Holzschnitt von

Eincylindermaschine.



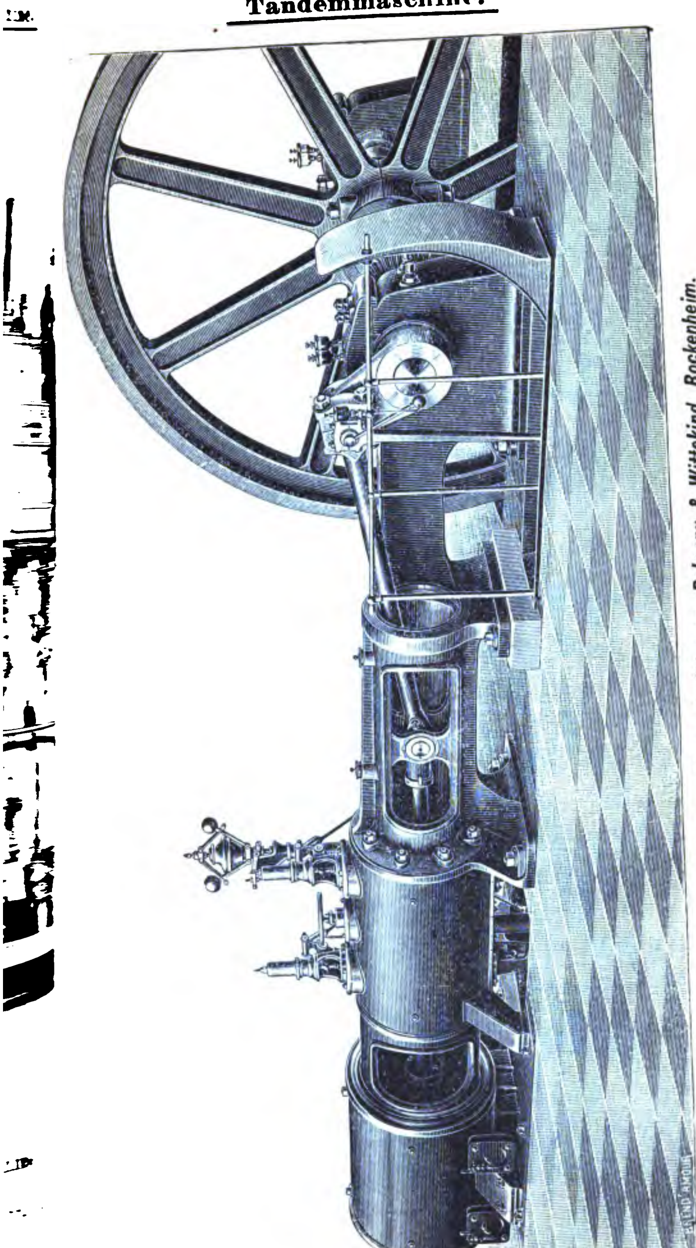


Holzschnitt von *Pokorny & Wittekind, Bockenheim.*

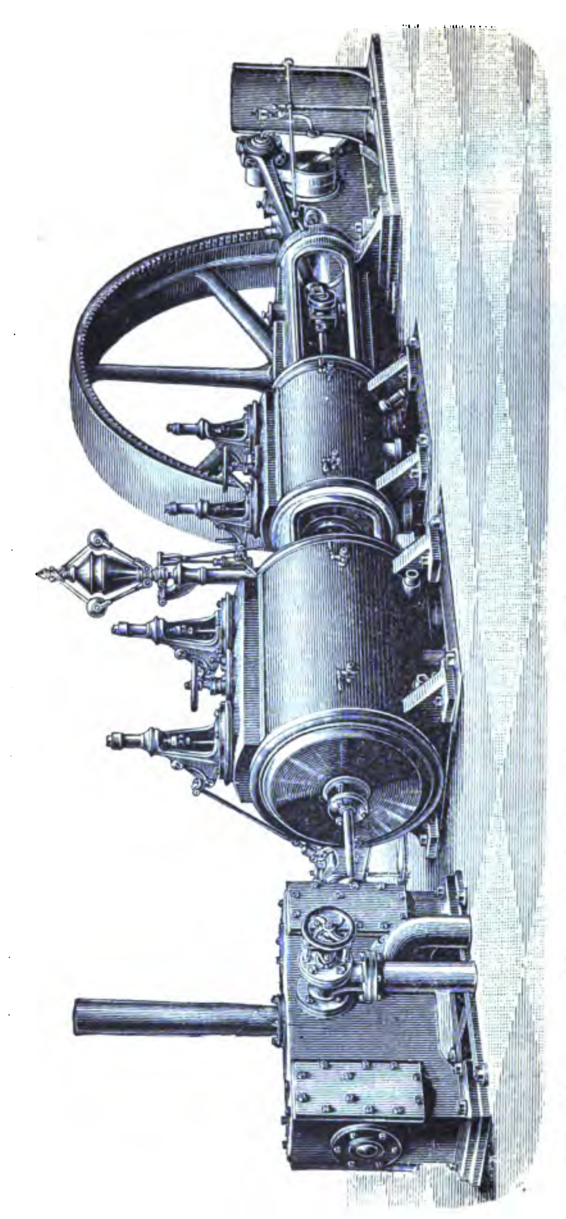


Stehende Eincylindermaschine.

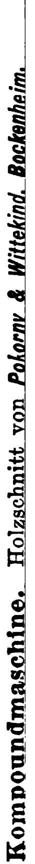
[illegible] von [illegible] Maschinenfabrik, [illegible]



Tandemmaschine. Holzschnitt von *Pokorny & Wittekind, Bockenheim.*

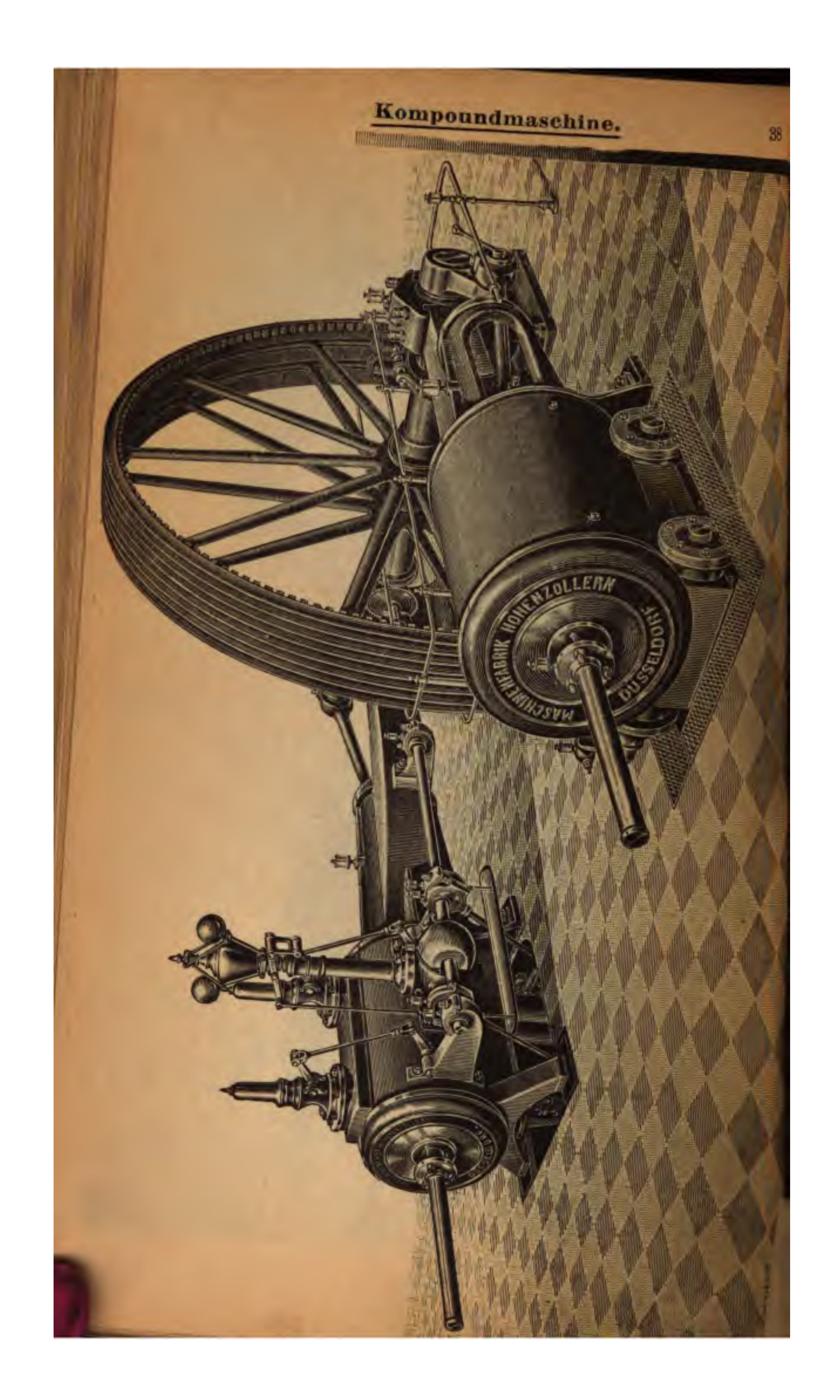


Tandemmaschine mit Kondensation. Holzschnitt von ***Theodor Wiede,*** Maschinenfabrik, ***Chemnitz.***



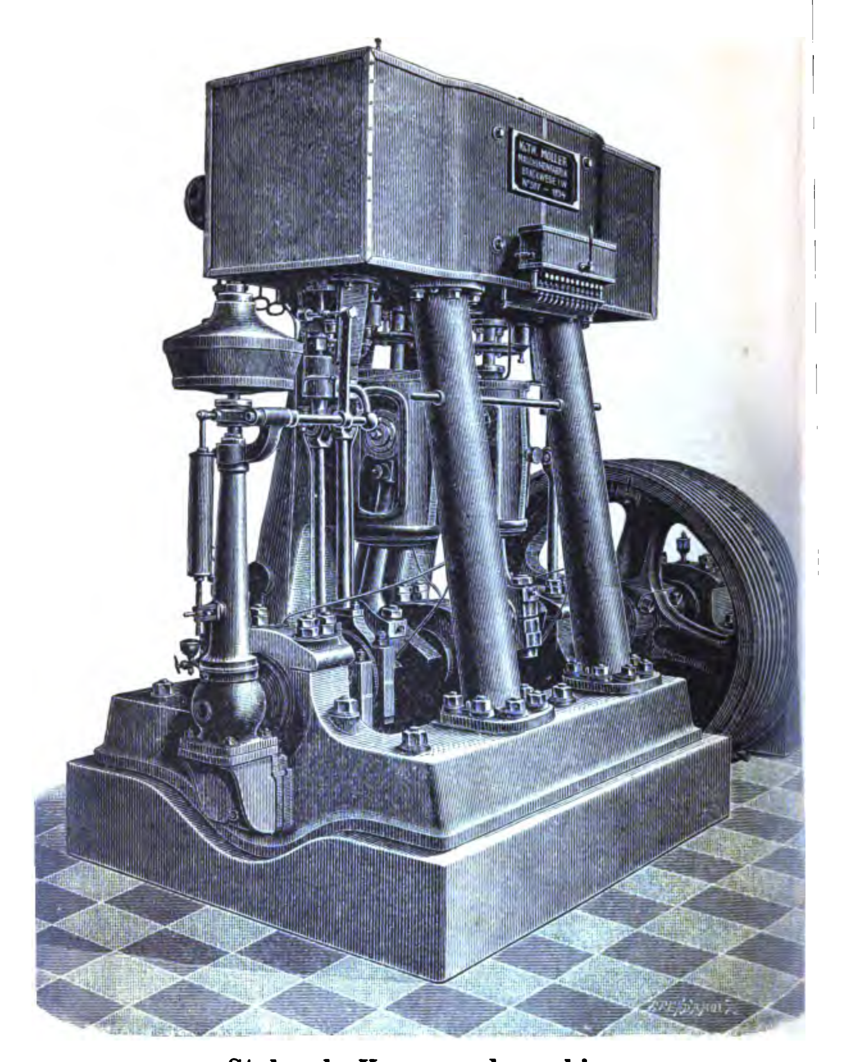
Kompoundmaschine. Holzschnitt von ***Pokorny & Wittekind, Bockenheim.***

Kompoundmaschine.



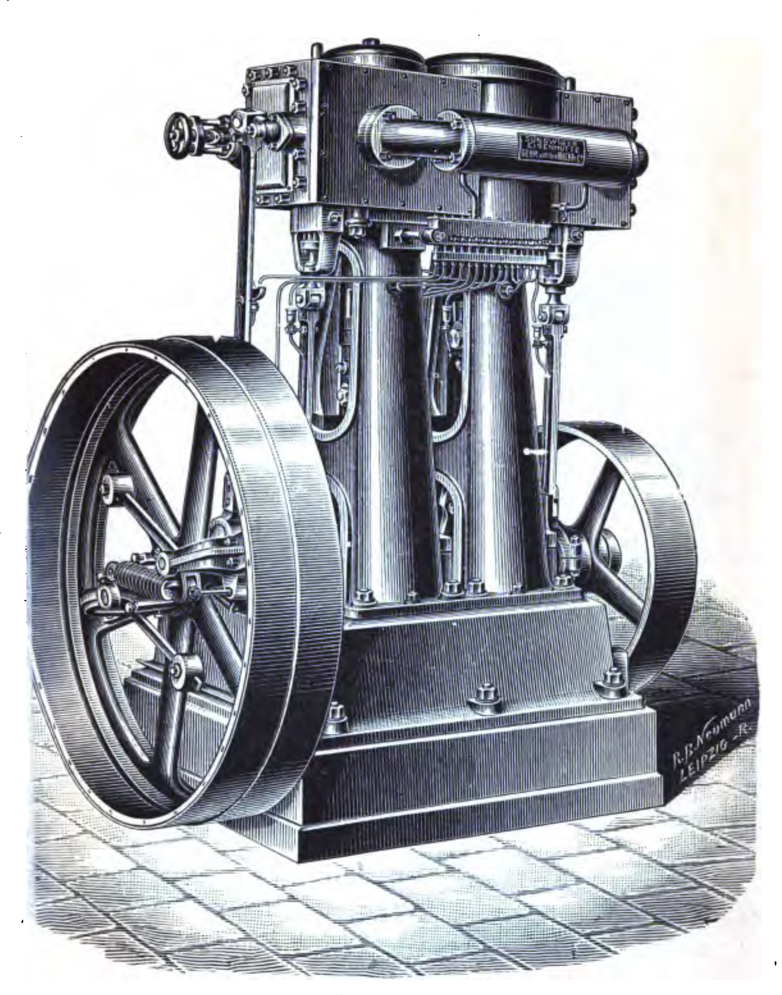
Kombinierte liegende und stehende **Kompound-dampfmaschine,** 180—200 Touren.

Holzschnitt der *Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei.*



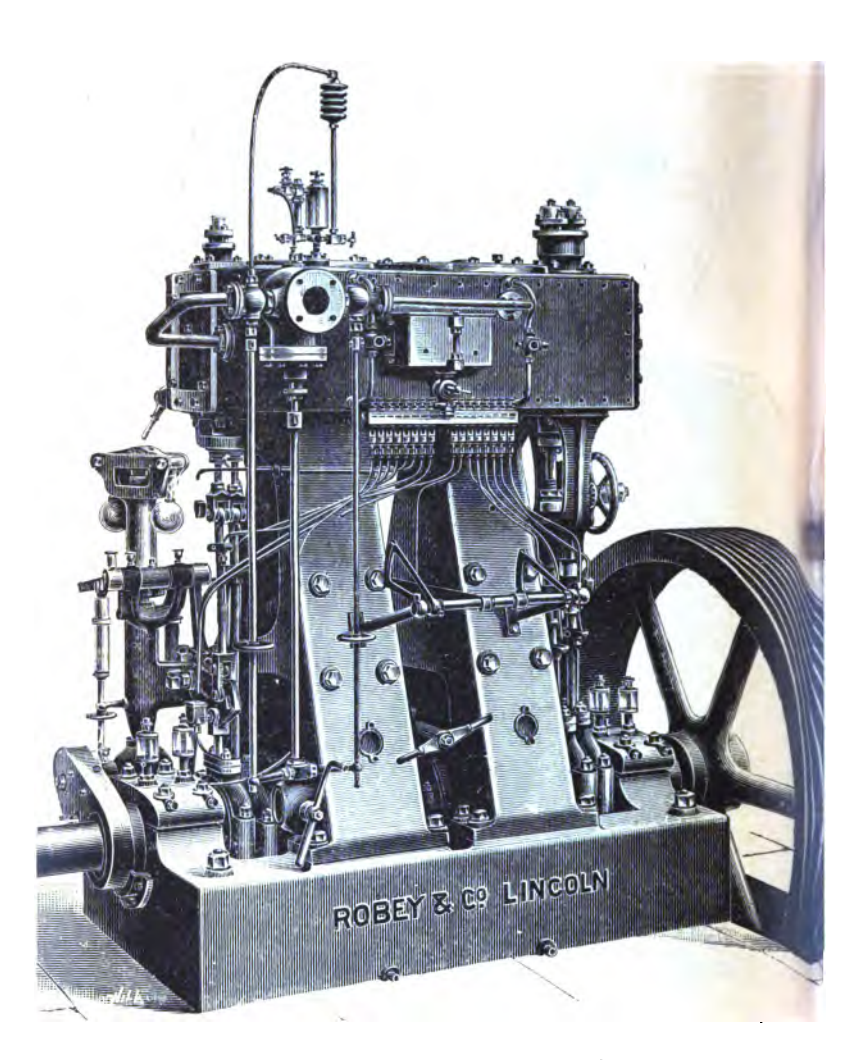
Stehende Kompoundmaschine.

Holzschnitt von ***K. & Th. Möller, Brackwede.***

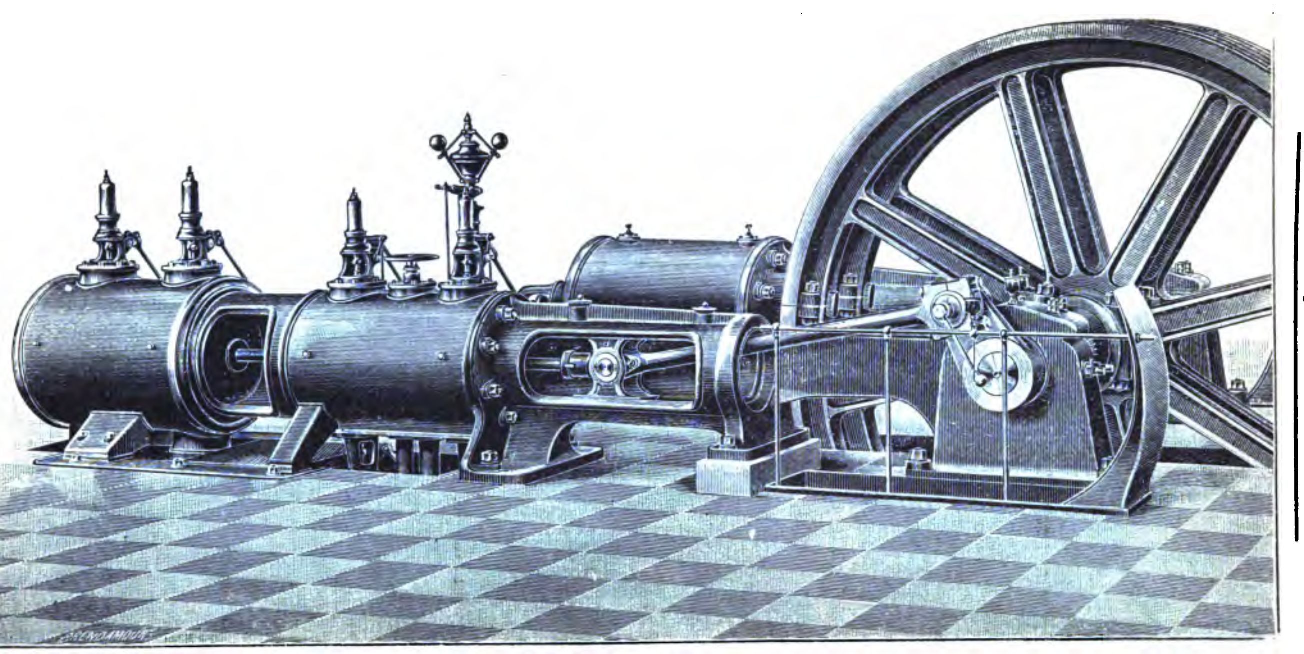


Stehende Kompoundmaschine.

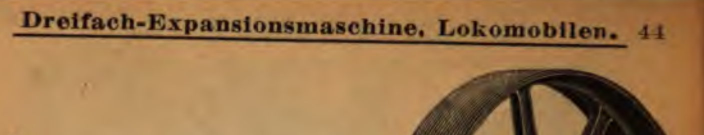
Holzschnitt der ***Sundwiger Eisenhütte.***



Stehende Kompoundmaschine.



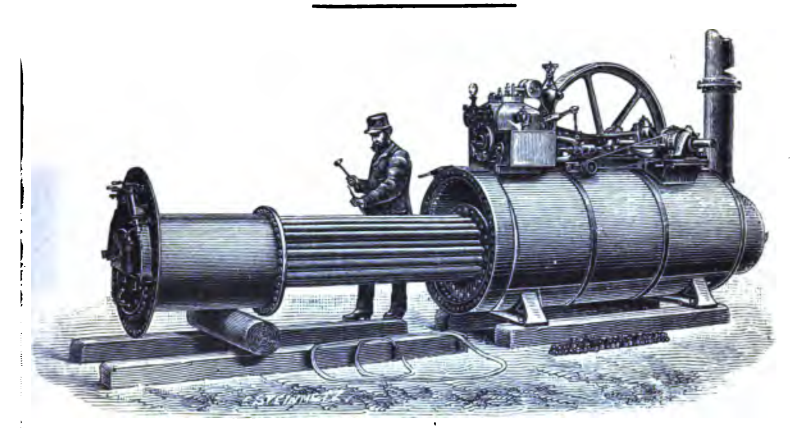
Dreifach-Expansionsmaschine. Holzschnitt von *Pokorny & Wittekind, Bockenheim.*





Holzschnitt der ***Görlitzer Maschinenbauanstalt.***

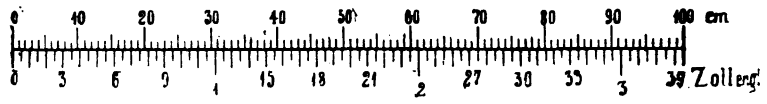
Holzschnitt von ***R. Wolf, Magdeburg.***



Holzschnitte von ***R. Wolf, Magdeburg.***

Reduktionsmassstäbe.

Längenmasse.



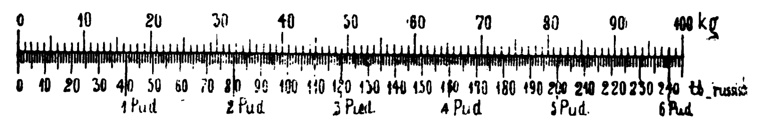
I. Centimeter — Zoll engl.

1 Fuss engl. = 30,4 cm, 1 Zoll engl. = 2,54 cm.

Gewichte.

II. Kilogramm — Pfund engl.

1 kg = 2,205 Pfund engl.



III. Kilogramm — Pfund russisch.

Pud = 40 Pfund russisch, 1 kg = 2,442 Pfund russisch.

IV. Dampfgewichte (genauer Seite 335).



Atmosphären abs. — Kilogramm pro Kubikmeter.

1. Beispiel. Welche Temperatur und welches Gewicht hat Dampf von 12 Atm. Überdruck?

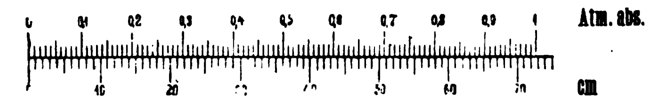
Nach VIII beträgt die Temperatur für 13 Atm. abs. 190,5° Cels. Das Gewicht eines Kubikmeter Dampf nach IV = 6,46 kg pro Kubikmeter.

Flächendruck.



V. kg pro qcm (Atm.) — Pfund pro Quadratzoll engl.

1 Atm. = 14,222 Pfund pro Quadratzoll engl.

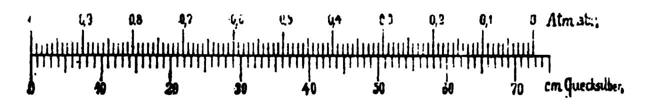


VI. Atmosphären — Centimeter Quecksilbersäule.

2. Beispiel. Das **Vakuummeter** einer Kondensationsmaschine zeigt 60 cm Vakuum. Welche Temperatur herrscht im Kondensator?

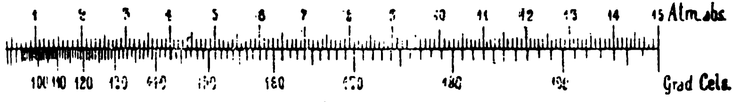
Nach VI entsprechen 60 cm Quecksilbersäure 0,88 Atm. abs. und da es sich um Vakuum handelt 1—0,88 = 0,17 Atm. abs.; aus VII kann dieses direkt abgelesen werden. Die entsprechende Temperatur ist nach IX = 55,5° Cels.

VII. Vakuum.

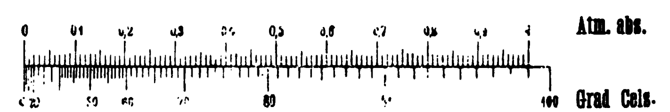


Atmosphären abs. — Quecksilbersäule.

Temperaturen (genauer Seite 385).



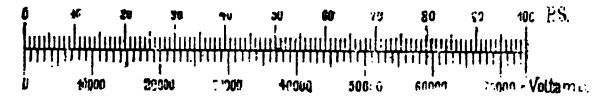
VIII. Wasserdampf bis 15 Atm. abs.



IX. Wasserdampf von 0 — 1 Atm. abs.

Elektricität.

Theoretisch ist 736 Voltampère = 1 PS.



X. Pferdestärke — Voltampère (oder Watt) theoretisch.

3 Beispiel. Eine **elektrische Lichtanlage** arbeitet mit 400 Ampère bei 110 Volt Stromstärke. Wieviel Pferdekräften entspricht diese Anlage?

Wir haben hier 400 · 110 = 44000 Voltampère. Dieses giebt nach X ca. 60 Pferdekräfte, Wirkungsgrad des Dynamos = 0,9, der Dampfmaschine 0,9 ergiebt $\frac{60}{0,9 \cdot 0,9} = 74$ indizierte Pferdestärken der Dampfmaschine.

Elektricität.

Allgemeine Bezeichnungen: Coulomb (Cb) = Elektricitätsmenge, Ampère (A) = Stromstärke, Volt (V) = Elektromotorische Kraft, Watt (W) = Voltampère, Kilowatt = 1000 Watt.

Leistung Effekt, elektrische Pferdestärke (L) = 736 Voltampère = 75 mkg in der Sekunde.

siehe Reduktionsmassstab auf voriger Seite.

Gewichte und Preise der Dynamomaschinen bezw. Elektromotoren und Leitung.

Spannung, wie meist üblich, zu 110 Volt angenommen.

Pferdestärken PS . .	1/30	1/10	1/2	2	5	10	20	35	50	75	100	150	200	250	300	350	400	500
Ampère	1/5	3/5	3	12	30	60	120	210	300	450	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	3000
Gewicht . . kg	10	20	55	260	460	875	1550	2300	3600	4600	5500	7500	9300	11000	13000	14000	16000	18000
Preis . . . Mk.	150	230	450	650	1000	1600	2500	3500	4500	6000	7000	10500	14000	17000	20500	23800	27000	33000
Gesamtquerschnitt der Leitung in qmm	1/15	1/5	1	4	10	20	40	70	100	225	300	450	600	750	900	1050	1200	1500
Preis der Leitung pro lfd. m . Mk.	—	—	—	0,1	0,2	0,4	1,—	1,4	2,—	5,—	6,—	9,—	12,—	15,—	18,—	21,—	24,—	30,—

100 Stück 16 N.-K. **Glühlampen** gebrauchen bei 50 Ampère und 110 Volt ca. 8 PS.

1 **Bogenlampe** von 1000 N.-K. gebraucht bei 5 Ampère und 110 Volt ca. 1 PS.

